
Modellbildung zur Steigerung der Vorhersagegenauigkeit von Leistungsdaten und Stabilität axialer Verdichter

**Modelling for improved prediction accuracy of performance and stability of
axial compressors**

Zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)
genehmigte Dissertation von Christian T. Pixberg aus Wuppertal
11.04.2013 — Darmstadt — D 17



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Fachbereich Maschinenbau
Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und
Raumfahrtantriebe

Modellbildung zur Steigerung der Vorhersagegenauigkeit von Leistungsdaten und Stabilität axialer Verdichter
Modelling for improved prediction accuracy of performance and stability of axial compressors

Genehmigte Dissertation von Christian T. Pixberg aus Wuppertal

1. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. H.-P. Schiffer
2. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. R. Mönig

Tag der Einreichung: 11.04.2013

Tag der Prüfung: 05.07.2013

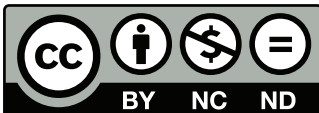
Darmstadt — D 17

Bitte zitieren Sie dieses Dokument als:

URN: [urn:nbn:de:tuda-tuprints-35720](https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:tuda-tuprints-35720)

URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/3572>

Dieses Dokument wird bereitgestellt von tuprints,
E-Publishing-Service der TU Darmstadt
<http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de>
tuprints@ulb.tu-darmstadt.de



Die Veröffentlichung steht unter folgender Creative Commons Lizenz:
Namensnennung – Keine kommerzielle Nutzung – Keine Bearbeitung 3.0 Deutsch-
land

<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0//>

Modellbildung zur Steigerung der Vorhersagegenauigkeit von Leistungsdaten und Stabilität axialer Verdichter

Am Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt
zur
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Christian T. Pixberg

aus Wuppertal

Berichterstatter	:	Prof. Dr.-Ing. H.-P. Schiffer
Mitberichterstatter	:	Prof. Dr.-Ing. R. Mönig
Tag der Einreichung	:	11.04.2013
Tag der mündlichen Prüfung	:	05.07.2013

Darmstadt 2013
D17





Gewidmet meiner Caroline





Erklärung zur Dissertation

Hiermit versichere ich, die vorliegende Dissertation ohne Hilfe Dritter nur mit den angegebenen Quellen und Hilfsmitteln angefertigt zu haben. Alle Stellen, die aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht. Diese Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen.

Darmstadt, den 11.04.2013

(C. T. Pixberg)



Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meines Doktorandenstipendiums im DFG-Graduiertenkolleg 1344¹ am Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe der Technischen Universität Darmstadt. Mein ganz besonderer Dank gilt *Herrn Prof. Dr.-Ing. H.-P. Schiffer* für die vielfältige Unterstützung in Form von Diskussionen, Anregungen und Freiräumen, die sehr zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Bei *Herrn Prof. Dr.-Ing. R. Mönig* möchte ich mich herzlich für die Übernahme des Koreferats und die damit verbundene Mühe bedanken.

In Teilen bauen die Untersuchungen auf der Datenbasis auf, die experimentell am transsonischen Verdichter des GLR aufgebaut wurde. In diesem Zusammenhang gilt mein Dank besonders *Herrn Dr.-Ing. M.W. Müller* für das Bereitstellen seiner Messdaten. Weiterhin bin ich allen Kollegen am Fachgebiet für eine sehr angenehme Arbeitsatmosphäre und eine Vielzahl an Diskussionen dankbar, besonders aber den TSV-Kollegen. *S. Leichtfuß* danke ich für die CFD-Rechnungen zu Rotor-1.

Weiterer Dank gilt *Herrn Dr.-Ing. V. Gümmer* vom GRK-Industriepartner *Rolls-Royce Deutschland* für die Freigabe von Rotor-5 Daten und für die Unterstützung bei der Vorbereitung des Industrieaufenthalts bei *Rolls-Royce plc* (UK). In diesem Zusammenhang danke ich den Mitarbeitern der Abteilung *Aerothermal Compressor SCU*: *Dr. J. Bolger* und *M. Adams* für die administrative Hilfe sowie *T. Rae* und *P. Wright* für die inhaltliche Unterstützung vor allem zum Thema Korrelationen am Auslegungspunkt und die Freigabe der Ergebnisse.

Weiterhin möchte ich mich bei *Prof. Dr. S. Morris*, *Prof. Dr. J. Cameron* und *M. Ross* für die sehr gute Zusammenarbeit mit der *University of Notre Dame*, die Organisation des Aufenthalts und die Freigabe der Daten bedanken.

Herrn T. Breuer von der MTU danke ich für die Freigabe der Rotor-4-Daten.

Meiner Familie, insbesondere *meinen Eltern* und *Caroline*, bin ich zu tiefem Dank verpflichtet. Sie haben mich immerwährend unterstützt und diese Arbeit somit überhaupt erst ermöglicht.

¹ Thema des GRKs: „Instationäre Systemmodellierung von Flugtriebwerken.“



Übersicht

Modellbildung zur Steigerung der Vorhersagegenauigkeit von Leistungsdaten und Stabilität axialer Verdichter

An moderne Flugtriebwerke werden hohe Anforderungen in Bezug auf Wirtschaftlichkeit und Umweltverträglichkeit gestellt. Dies gilt folglich auch für die einzelnen Komponenten wie beispielsweise den Verdichter. Die Strömung durch diesen ist komplex und kann durch eine Vielzahl von Parametern verändert werden. Zu Beginn der Auslegungsphase eines Verdichters werden daher mit Hilfe von Voraussieprogrammen die Basisparameter festgelegt, wie beispielsweise die Stufenanzahl. Zu diesem Zweck wird die Strömung durch den Verdichter zunächst eindimensional auf dem Mittenschnitt für eine repräsentative Geometrie berechnet. Dabei werden Strömungsphänomene modellhaft durch Korrelationen angenähert. Es ist daher für den gesamten Auslegungsprozess essentiell, dass diese über eine hohe Vorhersagegenauigkeit verfügen. Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, letztere zu erhöhen.

Aus diesem Grund werden existierende Korrelationen der 2D-Profilumströmung (Diffusionszahl, minimaler Profilverlust und Deviation) überarbeitet und auf Parameter aktueller Verdichter angepasst. Für weitere Untersuchungen stehen eine umfangreiche experimentelle Datenbasis sowie Ergebnisse der Numerik und die eines eigenen analytischen Verdichtermodells zur Auswertung zur Verfügung. Aus diesen werden neue Erkenntnisse und Modelle für Strömungsphänomene im Schaufelspitzenbereich *tip*-kritischer Verdichter abgeleitet. Im Fokus steht dabei vor allem die Auswirkung von Blockage in Bezug auf den Leistungseintrag und den Arbeitsbereich. Zunächst wird detailliert auf die Verminderung der Leistung durch die Spaltströmung eingegangen, die sich mit Hilfe einer neuen Stufenkenngröße quantifizieren lässt. Daraus leitet sich ein neues Verfahren zur Berechnung von Blockage ab. Im Anschluss ist das Überrollen von Verdichtercharakteristiken Gegenstand der Untersuchung. Abschließend werden die erzielten Ergebnisse und neuen Methoden zur Modellierung von Gehäusestrukturierungen verwendet. Aus diesem einfachen Modell lässt sich die Arbeitsbereichserweiterung abschätzen, die durch den Einsatz von Gehäusestrukturierungen möglich sind.

Modelling for improved prediction accuracy of performance and stability of axial compressors

At the very beginning of a compressor design process the basic parameters (e.g. the number of stages) have to be determined by means of pre-design tools. For this, the meanline flow of a representative geometry is calculated while complex flow phenomena are modelled by correlations. For the whole design process high prediction accuracy is essential. The aim of the present work is to increase this.

First of all existing correlations for blade-2-blade flow (Diffusion number, minimum of profile loss and deviation) are renewed by adapting the range of parameters for current compressors. Further investigations are conducted analysing a huge experimental database, numerical results and an own throughflow code. From these, new findings and models are derived in terms of tip flow of tip-critical compressors. Thereby, the focal point is especially on blockage effects on performance and stability. Finally a new model for casing treatments is established.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	III
Abbildungsverzeichnis	X
Tabellenverzeichnis	XI
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Notwendigkeit und Potentiale	2
1.3 Zielsetzung	6
2 Stand der Technik	9
2.1 Modellierung von Verdichtern	9
2.1.1 Basiskorrelationen	10
2.1.2 Erweiterte Modelle	14
2.2 Ausgewählte Effekte in Verdichtern	16
2.2.1 Transsonische Verdichter	17
2.2.2 Schaufelspitzenströmung	18
2.2.3 Aerodynamische Stabilität	23
2.2.4 Casing Treatments	26
3 Datenbasis	31
3.1 Experimentelle Datenbasis TU Darmstadt	31
3.1.1 Aufbau des Prüfstands	31
3.1.2 Messtechnik	33
3.1.3 Konfigurationen	36
3.2 Experimentelle Datenbasis der <i>University of Notre Dame</i>	39
3.3 Analytische Datenbasis	41
3.3.1 Ideales Verdichtermode ll	41
3.3.2 Validierung	46
3.3.3 Modellerweiterung	48
3.4 Numerische Datenbasis	49

4	Korrelationen zur Vorauslegung	53
4.1	Evaluierung der bisherigen Vorhersagegenauigkeit	53
4.2	Überarbeitung existierender Korrelationen	58
4.3	Anwendung der überarbeiteten Korrelationen	69
5	Modellierung der Auswirkung von Blockage	73
5.1	Strömung im Schaufelspitzenbereich von Rotor-1 und -4	73
5.2	Einführung eines Potentialgrads	79
5.3	Überrollen von Kennlinien im Verdichter kennfeld	87
6	Beeinflussung von Blockage	95
6.1	Verminderung von Blockage und deren Auswirkung	95
6.2	Modellierung der Erweiterung des Arbeitsbereichs bei Veränderung der Schaufelspitzenströmung	100
7	Fazit	105
7.1	Zusammenfassung	105
7.2	Ausblick	106
	Literaturverzeichnis	109
A	Anhang	121
A.1	Verdichtermodell: Herleitungen und Hinweise	121
A.1.1	Kinematik	121
A.1.2	Statisches Stufendruckverhältnis	124
A.1.3	Drallströmung bei Änderung des Radius	126
A.1.4	Radiales Gleichgewicht	127
A.1.5	Mittelungsverfahren	129
A.1.6	Zusätzliche Validierung	133
A.2	Überarbeitete Korrelationen: Übersicht der Gleichungen	134
A.3	Vergleich Stator-1 zu Stator-2	136
A.4	Einfluss von Blockage auf die Steigung des Potentialgrads	138
A.5	Herleitung der Blockagebestimmung	139
A.6	Zusätzliche Abbildungen	141
A.7	Lebenslauf	146

Nomenklatur

Abkürzung	Bedeutung
ACARE	<i>Advisory Council for Aeronautics Research in Europe</i>
AS	Axiale Schlitze (<i>axial slots</i>)
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CG	Umfangsnuten (<i>circumferential grooves</i>)
CLE	Kreisförmige Vorderkante (<i>circular leading edge</i>)
CT	Gehäusestrukturierung (<i>casing treatments</i>)
DCA	Doppel-Kreisbogen-Profil (<i>double circular arc</i>)
DFG	Deutsche Forschungsgemeinschaft
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
DP	Auslegungspunkt (<i>design point</i>)
DS	Druckseite
ELE	Elliptische Vorderkante (<i>elliptical leading edge</i>)
GGW	Gleichgewicht
IATA	<i>International Air Transport Association</i>
IDA	<i>Improved diffusion aerofoils</i>
ISA	Internationale Standardatmosphäre
NSaTC	<i>National Science and Technology Council</i>
ND	Notre Dame University
NS	Nahe der Ablösegrenze (<i>near stall</i>)
PE	Betriebspunkt mit bestem Wirkungsgrad (<i>peak efficiency</i>)
PIV	<i>Particle Image Velocimetry</i>
RPK	Geflogene Passagierkilometer (<i>revenue passenger kilometer</i>)
SC	Glattes Gehäuse (<i>smooth casing</i>)
SM	Abstand zur Stabilitätsgrenze (<i>stall margin</i>)
SS	Saugseite
TAC	<i>transonic axial compressor</i>
TSV	Transsonischer Verdichter TU Darmstadt
TUD	Technische Universität Darmstadt
(V)IGV	(Variables) Vorleitrad (<i>(variable) inlet guide vane</i>)
WR	Arbeitsbereich (<i>working range</i>)

Lat. Zeichen	Einheit	Bedeutung
a	[m/s]	Schallgeschwindigkeit
A	[m ²]	Fläche
B	[-]	Blockage
B'	[-]	GREITZER B-Parameter
c	[m]	Sehnenlänge (<i>chord</i>)
c _p	[J/(kg · K)]	spezifische Wärmekapazität
C	[kg/s]	Konstante
C _i	[-]	Konstante der Korrelationen
D	[-]	Diffusionszahl
DH	[-]	DeHALLER-Zahl
H ₁₂	[-]	Formfaktor der Grenzschicht
h	[m]	Schaufelhöhe (<i>height</i>)
i	[°]	Inzidenz
l	[m]	Länge
Mn	[-]	MACH-Zahl
m	[kg/s]	Massenstrom (reduziert und ISA-bezogen)
m ₁	[-]	Deviation-Korrelation-Konstante, nach <i>Wright und Miller (1991)</i>
N	[%]	bezogene Drehzahl (auf Nenndrehzahl)
n	[1/s]	Drehzahl
n ^M , n _i	[-]	massengemittelter, lokaler Polytropenexponent
p	[Pa]	Druck
r	[m]	Radius
R	[J/(kg · K)]	Gaskonstante
s	[m]	Teilung (<i>space</i>)
t	[m]	Dicke (<i>thickness</i>)
T	[K]	Temperatur
u	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit
v	[m/s]	Absolutgeschwindigkeit
V	[m ³]	Volumen
w	[m/s]	Relativgeschwindigkeit
x	[m]	Längenangabe
x _f	[m]	Wölbungsrücklage (Position maximaler Wölbung)



Griech. Zeichen	Einheit	Bedeutung
α	[°]	Absoluter Strömungswinkel
β	[°]	Relativer Strömungswinkel
χ_{CT}	[-]	Effektivitätsgrad
δ	[°]	Deviation
δ^*	[°]	Verdrängungsdicke (in Literatur häufig δ_1)
δ_2	[°]	Impulsverlustdicke
ϵ	[-]	statistischer Fehler
η	[-]	Wirkungsgrad
ν	[-]	systematischer Fehler
ρ	[-]	Dichte
Θ	[-]	Totaltemperaturverhältnis
ϕ	[-]	Wölbungswinkel, nach <i>Wright und Miller (1991)</i>
φ	[-]	Durchflusszahl
Π, π	[-]	totales, statisches Druckverhältnis
Ψ	[-]	Belastungszahl
σ	[-]	Standardabweichung
τ	[m]	Spalthöhe
τ_0	[N/m ²]	Wandschubspannung
ω	[-]	Verlustkoeffizient (Totaldruckverlust bezogen auf den Staudruck)
ζ_{pot}	[-]	Potentialgrad

Indizes	Bedeutung
---------	-----------

0, 1, 2	Umgebung, Schaufeleintritt, Schaufelaustritt
A	flächengemittelt
ax	axial
DMM	Drehmomentenmesswelle
eq	äquivalent (<i>equivalent</i>)
f	Wölbung
i	innen
is	isentrop
korr	korrigiert
L	Gesamtverlust (<i>loss</i>)
M	massengemittelt
m	mittlerer
n	arbeitsgemittelt mit Wirkungsgradgewichtung
o	außen (<i>outer</i>)
poly	polytrop
s	statisch
t	total
w	arbeitsgemittelt
*	Auslegungspunkt

Abbildungsverzeichnis

1.1	Wachstumsprognose in der Luftfahrt.	1
1.2	Modernes Flugtriebwerk Trent 1000.	3
1.3	Übersicht über den Auslegungsprozess mit Fokus auf der Vorauslegung.	4
1.4	Dimensionen.	5
1.5	Verdichterkennfeld mit CT.	8
2.1	Geschwindigkeitsverteilung über ein Schaufelprofil und Korrelation der Impulsverlustdicke mit der Diffusionszahl.	11
2.2	Deviation.	14
2.3	Stoßsystem im Blattspitzenbereich eines transsonischen Verdichters am Auslegungspunkt und nahe der Betriebsgrenze.	17
2.4	Spalt.	18
2.5	Darstellung des Spaltwirbels und Skizze der Geschwindigkeiten im Schaufelspitzenbereich.	19
2.6	Modellierung von Blockage in Form der Verdrängungsdicke.	20
2.7	Links: Grenze der statischen und dynamischen Stabilität. Rechts: Steigung der Kennlinien in Abhängigkeit der <i>stall</i> -Art.	25
2.8	Verschiedene Arten von <i>casing treatments</i>	28
2.9	Geschwindigkeitsdefizit aus PIV-Messungen am Gehäuse ohne und mit <i>casing treatment</i> an verschiedenen Betriebspunkten.	29
2.10	Einfluss eines <i>casing treatments</i> auf zwei Rotoren.	30
3.1	Skizze und Foto des Prüfstands TUD.	32
3.2	Detailansicht der Messstrecke und der Sonde.	33
3.3	Rotor-1, Stator-2 und Rotor-3.	36
3.4	Skizze und Anwendung von <i>casing treatments</i> am TSV mit Umfangsnuten und axialen Schlitzen.	37
3.5	Skizze und Foto des Prüfstands ND sowie Skizze der untersuchten <i>casing treatment</i> -Konfigurationen.	40
3.6	Skizze des analytischen Verdichters.	42
3.7	Funktionale Gliederung des Programms.	43
3.8	Vergleich 1D- gegen 2D-Modell, idealens Totaldruckverhältnis für R4.	45
3.9	Validierung des Modells einer transsonischen Konfiguration mit IGV.	47

3.10	Auswirkung von Blockage und Deviation auf das ideale Kennfeld. . .	48
3.11	Vernetzung des Schaufelspitzenbereichs von R1 und Vergleich von numerischen und experimentellen Ergebnissen für R1.	50
3.12	Statorebene stromab (drei Passagen dargestellt): Vergleich zwischen experimentellen (R1S2) und numerischen (R1S1) Ergebnissen für PE und NS (Statorposition nur qualitativ skizziert).	51
4.1	Vorhersage der <i>Performance</i> gegen Ergebnis 3D-CFD.	54
4.2	Vorhersage der Stufenperformance gegen Ergebnis 3D-CFD.	54
4.3	Vorhersage der Stufenperformance gegen Ergebnis 3D-CFD.	55
4.4	Vorhersage der Profilperformance gegen Ergebnis 3D-CFD.	56
4.5	Vorhersage der korrigierten Profilverluste gegen Ergebnis 2D-CFD. .	57
4.6	Korrelationen im Vergleich zu 2D-CFD: Profilverlust und Deviation. .	58
4.7	Prozess zur Überarbeitung der Korrelationen.	59
4.8	Einführung von äquivalenten Schaufelprofilen.	60
4.9	Parameter eines exemplarischen Verdichterprofils.	61
4.10	Auswahl der Parametergrenzen durch Abgleich am Parameterraum existierender Verdichter.	62
4.11	Erste Ergebnisse der Variationsrechnung ohne erkennbare Trends. . .	63
4.12	Ergebnisse der Diffusionszahl vor bzw. nach der Überarbeitung. . . .	64
4.13	Überarbeitung der Korrelation der Profilverluste ($x_f=0,4$).	66
4.14	Überarbeitung der Korrelation der Profilverluste ($x_f=0,5$).	67
4.15	Überarbeitung der Korrelation der Deviation.	68
4.16	Vergleich der neuen Korrelationen: Äquivalente Diffusionszahl. . . .	69
4.17	Vergleich der neuen Korrelationen: Profilverlust.	70
4.18	Vergleich der neuen Korrelationen: Deviation.	71
4.19	Veränderung des vorhergesagten Kennfelds.	72
5.1	Änderungen durch Einsatz von R4-SC und eines AS-CT.	74
5.2	Vergleich der gemessenen idealen Kennlinien verschiedener Konfigu- rationen mit denen des analytischen Modells.	75
5.3	Kennfeld in Detaildarstellung mit Kurven des <i>axial slot casing treatment</i> . 76	
5.4	CT Einfluss.	77
5.5	Vergleich des gemessenen und errechneten Arbeitseintrags und sche- matische Darstellung eines Kennfelds.	78
5.6	Modellierung von Blockage in Form der Verdrängungsdicke.	79
5.7	Auswirkung von Blockage und Deviation auf das ideale Kennfeld. . .	80
5.8	Einfluss von Blockage und Deviation auf die Geschwindigkeitsdreiecke. 81	
5.9	Leistungen im Verdichter.	82
5.10	Potentialgrad und dessen Steigung für verschiedene Konfigurationen. 83	

5.11	Ermittlung der Blockage.	85
5.12	Überrollen der Charakteristiken bei unterschiedlichen Drehzahlen und Darstellungen. Instrumentierung am Stufenaustritt.	87
5.13	Örtliche Verteilung der Verdichterkennlinien.	88
5.14	Örtliche Verteilung der Verdichterkennlinien.	89
5.15	Stator-2 Ebene stromab (drei Passagen dargestellt): Totaltemperaturverhältnis und isentroper Wirkungsgrad bei <i>PE</i> und <i>NS</i>	90
5.16	Links: Ergebnisse der Sondenmessungen hinter R1-SC, isentroper Wirkungsgrad. Rechts: Örtliche Verteilung der Rotor-Only Kennlinien.	91
5.17	GLR-Konfigurationen im Diagramm zur Beschreibung der Art der Verdichterbetriebsgrenze.	92
5.18	Örtliche Verteilung der Verdichter-Charakteristiken: R1-CG 100 %N.	93
5.19	Örtliche Verteilung der Verdichtercharakteristiken: R1-AS 65 %N.	94
6.1	Örtliche Verteilung der Verdichtercharakteristiken R4-SC. Auswertung der Steigungen der Wirkungsgradkurven.	96
6.2	Kennfelder der TUD und aus ND ohne und mit <i>casing treatment</i>	97
6.3	Blockageentwicklungen für verschiedene Konfigurationen und in verschiedener Darstellung.	98
6.4	Links: Korrelation der Reduktion des Blockagewachstums mit der initialen Blockagerate. Rechts: Korrelation der <i>stall margin</i> -Erweiterung mit der Reduktion des Blockagewachstums.	100
6.5	Links: Korrelation der <i>stall margin</i> -Erweiterung mit der initialen Blockagerate. Rechts: Effektivität der Beeinflussung von Blockage.	102
A.1	Geschwindigkeitsdreiecke einer Verdichterstufe.	121
A.2	Lösung von Gleichung A.19 für R1.	125
A.3	Schaufel und Detailskizze am Austritt zum radialen Gleichgewicht.	127
A.4	Änderung der Teilflächen am Schaufelaustritt.	128
A.5	Mittelungsverfahren angewendet auf verschiedene Konfigurationen.	132
A.6	Rotorrelative Zuströmbedingung am Gehäuse: experimentell, numerisch und analytisch.	133
A.7	Vergleich von S1 mit S2 und örtliche Verteilung der Verdichterkennlinien bei 100 % Drehzahl.	136
A.8	Potentialgrad für generische Fälle mit beim Androsseln konstanter und linearer Blockage.	138
A.9	Standardabweichung aus <i>Kulite</i> -Messungen am Gehäuse ohne und mit <i>casing treatment</i> an verschiedenen Betriebspunkten.	141
A.10	Korrektur des PRANDTL-GLAUERT-Faktors und dessen math. Abwandlung.	142
A.11	Unterschiede in der Deviation zwischen R1 und R4.	142

A.12 Abfall der Kennlinie hängt im relevanten Bereich hoher Massenströme nicht davon ab, ob Deviation vorhanden ist oder nicht.	143
A.13 Örtliche Verteilung der Verdichterkennlinien.	143
A.14 Spaltströmung mündet im Gebiet hohen Totaltemperaturverhältnisses.	144
A.15 Konfigurationen mit homogenerem Verlustanstieg besitzen tendenzi- ell einen größeren Arbeitsbereich.	144

Tabellenverzeichnis

3.1	Parameter der Prüfstände in Darmstadt und <i>Notre Dame</i>	32
3.2	Größenordnung des systematischen ν und statistischen Fehlers ϵ . . .	35
3.3	Liste der experimentellen Datenbasis.	39
3.4	Qualität der Vernetzung.	50
4.1	Paramterraum für Variationsrechnung.	63
4.2	Fehlerreduktion durch neue Korrelationen, Verdichter A.	71
4.3	Fehlerreduktion durch neue Korrelationen, Verdichter B.	72
A.1	Parameter des exemplarischen Verdichters	131
A.2	Ergebnisse der verschiedenen gemittelten Werte.	131



1 Einleitung

1.1 Motivation

Mehr als 70 Jahre sind seit dem erfolgreichen Erstflug eines durch ein Strahltriebwerk angetriebenen Flugzeugs vergangen. Auch heute noch basiert dieser Antrieb auf dem ursprünglichen Funktionsprinzip: der Schuberzeugung aus dem JOULE-Vergleichsprozess heraus. Doch obwohl sich das grundlegende Verfahren nicht verändert hat, konnte in dieser Zeit eine Reihe von aero- und thermodynamischen sowie konstruktiven Innovationen implementiert werden. Als Beispiel sei die Einführung des Zwei-Kreis-Triebwerks und die damit verbundene Mehrwelligkeit genannt. Aber auch bei einem detaillierten Blick auf die einzelnen Komponenten fallen Veränderungen auf, wie beispielsweise neuartige Beschaufelungen. Diese wurden einerseits aufgrund weiter steigender Drehzahlen in Form neuer Profile eingeführt, andererseits aufgrund neuer Erkenntnisse über den positiven Einfluss dreidimensionaler Schaufelelemente.

Dessen ungeachtet besteht auch weiterhin die Notwendigkeit für fortgesetzte Forschungs- und Entwicklungsaktivität. Triebfedern hierfür sind sowohl in ökonomi-

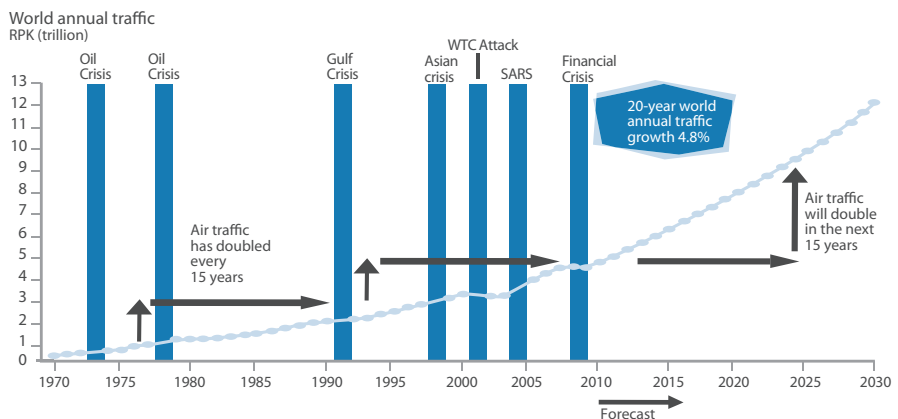


Abbildung 1.1: Wachstumsprognose in der Luftfahrt [Airbus Industries (2011)].

schen wie ökologischen Aspekten zu finden. In Abbildung 1.1 ist die Wachstumsprognose des Luftverkehrs des Flugzeugherstellers *Airbus* dargestellt, die in ähnlicher Weise auch der Konkurrent *Boeing* bestätigt [*Boeing (2011)*]. Sie zeigt einen konstanten Wachstumstrend, der von Krisen nur marginal beeinflusst wird. Weiterhin steigt der weltweite Energiebedarf, was in Verbindung mit der Knappheit der Ressourcen das Kraftstoffpreinsniveau anhebt [*British Petroleum (2011)*]. Zusammengekommen verdeutlicht dies das wirtschaftliche Potential, effizientere Triebwerke zu entwickeln. Die Steigerung des Luftverkehrsaufkommens zieht allerdings auch die weitere Konsequenz erhöhte Schadstoffemissionen nach sich. Um dem entgegenzutreten, wurde von der europäischen Luftfahrtindustrie eine Selbstverpflichtung in Form der *ACARE-Goals* formuliert. Diese sieht vor, dass bis zum Jahr 2020 binnen 20 Jahren unter anderem NO_x und CO_2 Emissionen pro geflogenen Passagierkilometer (RPK) um 80 % bzw. 50 % reduziert werden sollen [*ACARE (2010)*]. Analoge Ziele wurden auch für die amerikanische Luftfahrt vereinbart [*NSaTC (2010)*]. Ein bedeutender Anteil dieser drastischen Einsparung soll durch Verbesserungen am Triebwerk selbst erzielbar sein [*IATA (2009)*].

Die zentrale Frage, die sich in diesem Zusammenhang stellt, lautet: Wie lassen sich derartige Ziele an einem Antrieb realisieren, der durch aufwendige Forschung über mehrere Jahrzehnte bereits einen hohen technischen Standard erreicht hat? Die Lösungsansätze dafür sind verschieden, siehe beispielsweise [*Arndt (2007)*]. Eine Möglichkeit besteht darin, bereits in der Vorauslegung von Triebwerken ungenutzte Potentiale auszuschöpfen. Hierauf liegt der Fokus dieser Arbeit. Im Folgenden wird daher zunächst ein Überblick über diese Phase des Auslegungsprozesses gegeben. Es ergeben sich daraus Ansätze zur Optimierung und somit die Zielsetzung der Arbeit.

1.2 Notwendigkeit und Potentiale

Der Gesamtwirkungsgrad eines Triebwerks setzt sich im Wesentlichen aus dem inneren (thermodynamischen) und äußeren (kinetischen) Wirkungsgrad zusammen. Unter der vereinfachenden Annahme idealer thermodynamischer Zustandsänderungen lässt sich mit dem *JOULE*-Vergleichsprozess herleiten, dass ersterer nur vom Totaldruckverhältnis des Verdichters abhängt. Dies ist ein Grund, weshalb diesem eine Schlüsselrolle bei der Optimierung von Triebwerken zukommt [*Steffens und Schäffler (2000)*] und sich die Untersuchungen dieser Arbeit auf diese Komponente konzentrieren.

Entsprechend dem aufgezeigten Zusammenhang des Wirkungsgrads sind die in Triebwerken realisierten Druckverhältnisse Π_t über die Jahre immer weiter angehoben worden. Wurden anfänglich Verdichter mit $\Pi_t \approx 3$ ausgelegt, werden heute Werte von $\Pi_t \approx 50$ erreicht, wie beispielsweise in dem neusten Triebwerk von *Rolls-*

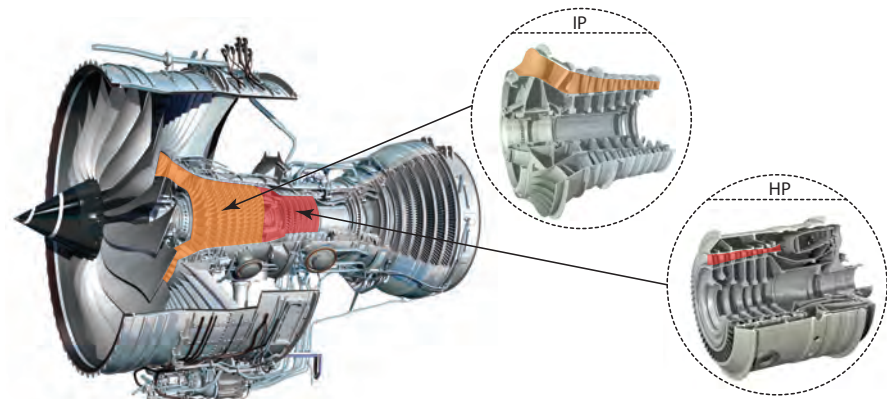


Abbildung 1.2: Modernes Flugtriebwerk Trent 1000 [Rolls-Royce plc (2009)].

Royce in Abbildung 1.2. Um dieses zu erreichen, muss in der Auslegungsphase entschieden werden, wie die technische Realisierung sinnvoll möglich ist. An dieser Stelle treten zwei in den Ingenieurwissenschaften nicht seltene Herausforderungen auf: Einerseits können zusätzliche technische Randbedingungen wünschenswerte Entwicklungen limitieren, andererseits handelt es sich häufig um Optimierungsaufgaben mit sich gegensätzlich beeinflussenden Parametern und konkurrierenden Zielgrößen.

Im Fall der Verdichterauslegung treten beide Arten mehrfach auf. Dies soll exemplarisch am Beispiel der Auswahl der Stufenanzahl erläutert werden. Zielsetzung ist einerseits, durch den Verdichter ein festgelegtes Druckverhältnis aufzubauen, andererseits einen möglichst effizienten Einsatz in der Gesamtmaschine zu gewährleisten. Dabei ist die limitierende Randbedingung zu beachten, dass pro Stufe im Allgemeinen ein gewisser Druckaufbau nicht überschritten werden darf. Beim Unterschreiten einer Mindeststufenzahl kommt es andernfalls zu instabilem Betrieb. Dagegen bedeutet eine große Stufenzahl eine signifikante Gewichtszunahme, was sich direkt negativ auf die Gesamteffizienz des Triebwerks auswirkt. Die logische Konsequenz scheint daher zu sein, eine Stufenanzahl zu wählen, die einen Betrieb des Verdichters möglichst nah unter Beachtung eines ausreichenden Sicherheitsabstands (*stall margin*) an der Betriebsgrenze gewährleistet. An dieser Stelle kommt allerdings ein weiteres Kriterium hinzu. Je näher ein Verdichter an der Betriebsgrenze betrieben wird, desto höher werden die Verluste ausfallen. Entsprechend muss eine Stufenanzahl gefunden werden, die Effizienz mit kompakter Bauweise vereint. Isoliert betrachtet ist diese Optimierungsaufgabe eindeutig lösbar.

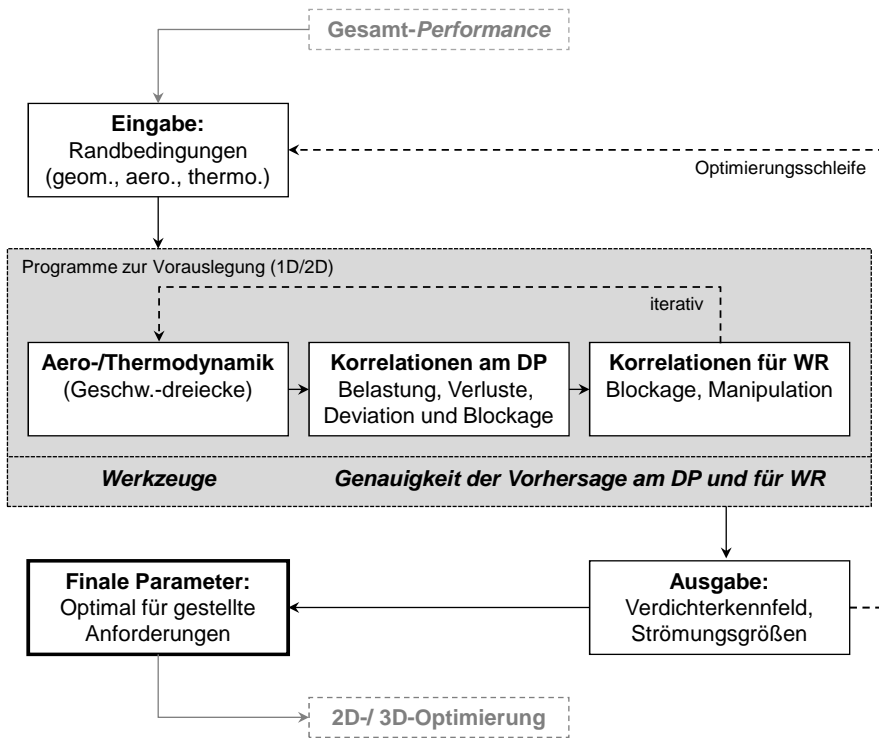


Abbildung 1.3: Übersicht über den Auslegungsprozess mit Fokus auf der Vorauslegung.

Ein Verdichter ist allerdings durch eine deutlich größere Anzahl an Parametern charakterisiert, welche sich gegensätzlich beeinflussen. Dies erschwert die Auslegung deutlich. Eine vollständige Optimierung mittels 3D-CFD ist aktuell nicht denkbar, da die Anforderungen an Rechenkapazität die Möglichkeiten heutiger Superrechner bei weitem übersteigen. Als weitere Herausforderung kommt hinzu, dass längst nicht alle Strömungsphänomene hinreichend erklärt sind [Cumpsty und Greitzer (2004)]. Zusätzlich ist im Rahmen industriellen Projektmanagements die Entwicklungsdauer begrenzt, so dass der Zeitaspekt bei den Auslegungsschritten zu beachten ist.

Zusammengefasst zeigt dies die Notwendigkeit eines Glieds in der Kette der Entwicklungsschritte, das auf den ersten Blick überholt zu sein scheint: Die Vorauslegung (*preliminary design*) eines Verdichters, die in Abbildung 1.3 schematisch dargestellt ist. Deren Ziel ist es, den Satz an Basisparametern des Verdichters zu

finden, der die Anforderungen bestmöglich erfüllt. Auszüge aus dem aktuellen Handbuch zur Vorauslegung von Verdichtern des Unternehmens *Rolls-Royce* beschreiben dies wie folgt:

„The performance that can be attained by a well-designed multistage axial compressor is determined by the choices made for a number of global parameters [...].“

„[...] the preliminary design procedure, which sets the values of such parameters, is one of the most important parts of the compressor design process.“

„No amount of subsequent development effort can correct a poor design where the basic selection of global parameters is inconsistent with the compressor design objectives.“

[Croome (1998)]

In dieser ersten Phase des Entwicklungsprozesses ist die Zielvorgabe der Leistungsdaten des Triebwerks bereits festgelegt, so dass Eingangsrandbedingungen wie das geforderte Druckverhältnis, der Massenstrom oder die Drehzahl sowie geometrische Anschlussmaße bereits bekannt sind. Unter Beachtung dieser Größen können Parametersätze definiert werden, mit denen in den Vorauslegeprogrammen die Leistungsdaten des Verdichters berechnet werden. Im Normalfall orientieren sich diese Parametersätze zunächst an den Erfahrungen vorheriger Auslegungsprozesse des Triebwerkherstellers.

Im ersten Schritt des eigentlichen Programmablaufs werden die Geschwindigkeitsdreiecke berechnet, siehe Abbildung 1.4. Mit Hilfe von Korrelationen werden im Anschluss Belastungszahlen, Verluste und Minderumlenkung (Deviation) in einem iterativen Prozess ermittelt, zunächst am Auslegungspunkt (*design point*, DP) und anschließend für den gesamten Arbeitsbereich (*working range*, WR). Nach der 1D-Berechnung, die für einen Parametersatz nur wenige Sekunden dauert, wird das Verfahren später verfeinert und auf zwei Dimensionen erweitert (radial mehrere korrespondierende Sektionen). Auf

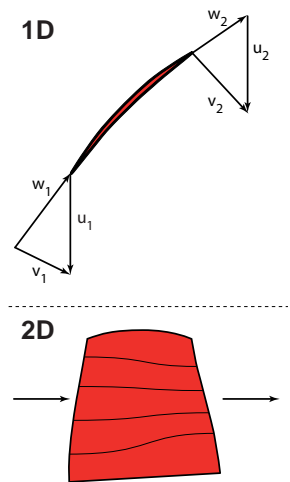


Abbildung 1.4: Dimensionen.

diese Weise liegen bereits radiale Strömungsprofile vor. Nachdem aus den verschiedenen Parametersätzen der optimale bestimmt wurde (Optimierungsschleife), kann dieser verwendet werden, um die tatsächlichen Schaufelprofile zweidimensional auszulegen und später dreidimensional zu optimieren.

Nachdem die Notwendigkeit der Vorauslegung von Verdichtern aufgezeigt ist, sollen nun die Potentiale beleuchtet werden. Das Kernelement der Vorauslegeprogramme sind die Korrelationen, mit denen sich Größen wie Verluste, Blockage und Deviation berechnen lassen. Diese Korrelationen sind niemals allgemeingültig, sondern für bestimmte Profilmfamilien optimiert. Da Profilmfamilien fortwährend weiterentwickelt werden (müssen), um zukünftigen Anforderungen, beispielsweise an den Wirkungsgrad zu genügen, ist die Anpassung der Korrelationen daran dringend erforderlich [Denton (2012)].

Korrelationen basieren auf Modellen, um komplexe Strömungszusammenhänge in Verdichtern in einfacher Form abzubilden. Die Weiterentwicklung von Verdichtern, beispielsweise der Betrieb im transsonischen Bereich, verstärkt Phänomene, die bei bisherigen Verdichtern weniger präsent waren. Aus diesem Grund müssen Modelle für Strömungsphänomene an neue Randbedingungen angepasst werden. In manchen Fällen erfordert dies gegebenenfalls die Ableitung neuer Modelle.

Auf diese Weise ist es möglich, durch eine Auswahl von geeigneten Basisparametern eine Ausgangslage zu schaffen, auf der mit Hilfe von 3D-Detailoptimierung ein Verdichter gestaltet wird, der die Anforderungen optimal erfüllt. Andernfalls besteht die Gefahr, dass der Vorauslegungsprozess – obwohl korrekt genutzt – ungenaue und fehlerhafte Lösungen generiert. Dies führt in letzter Konsequenz dazu, dass für zukünftige Verdichter unpassende (scheinbar optimale) Basisparametersätze ausgewählt werden. Folglich wird bei der 3D-Optimierung oder spätestens auf dem Prüfstand auffallen, dass der neu ausgelegte Verdichter die Anforderungen nicht erfüllt. Eine Korrektur ist dann mit hohem Kosten- und Zeitaufwand verbunden – mit allen Folgen für Projekt und Hersteller.

1.3 Zielsetzung

Das Hauptziel der vorliegenden Arbeit ist die Verbesserung der Vorhersagegenauigkeit des Vorauslegeprozesses durch Aktualisierung existierender Korrelationen an neue Verdichtergenerationen sowie durch neue Modellbildung. Dieses geschieht einerseits auf Basis der aktuellen Vorauslegeprogramme der Firma *Rolls-Royce* und andererseits auf der experimentellen Datenbasis des transsonischen Verdichters der Technischen Universität Darmstadt. Die folgenden zwei Aufgabenschwerpunkte lassen sich definieren:

Aktualisierung existierender Korrelationen

In modernen Verdichtern werden durch den Einsatz von CFD-Optimierung Schaufelprofile eingesetzt, die sich nicht mehr durch eine feste Zahl von Parametern direkt beschreiben lassen. Sie können der Gruppe der sogenannten *improved diffusion aerofoils* (IDA) zugeordnet werden. Zunächst soll überprüft werden, ob die existierenden Korrelationen diese Profile adäquat abbilden können. In diesen neuen und automatisierten Prozess werden zusätzliche Programmteile hinzugefügt, um die bestehenden Korrelationen zu überarbeiten. Im Mittelpunkt stehen dabei Belastung, Profilverluste und Deviation. Abschließend wird die Qualität der überarbeiteten Korrelationen nachgewiesen. Kapitel 4, in dem diese Ergebnisse dargestellt werden, gliedert sich daher in die folgenden Abschnitte:

- Qualität existierender Korrelationen
- Überarbeitung der Korrelationen
- Anwendung überarbeiteter Korrelationen

Bildung neuer Modelle

Die Strömungsgeschwindigkeit aktueller Verdichter ist in einigen Teilen bereits im transsonischen Bereich. Dies bedeutet einen hohen Druckaufbau, aber gleichzeitig auch eine hohe Relativgeschwindigkeit zwischen Rotorschaukel und Gehäuse. Beides bewirkt eine Verstärkung der Schaufelspaltströmung, welche Teile der Strömung in der oberen Schaufelpassage stark verzögert (Blockage). Für die Auswirkungen dieses Effekts wird mit Hilfe experimentell ermittelter Daten ein neues Modell vorgestellt.¹ Aus diesem leitet sich zusätzlich eine neue Stufenkenngröße ab. Abschließend wird das Phänomen überrollender Charakteristiken diskutiert. Daraus ergibt sich für das fünfte Kapitel folgende Gliederung:

- Auswirkungen von Blockage
- Neue Stufenkenngröße: Potentialgrad
- Überrollende Charakteristiken

¹ Die Experimente wurde nicht im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt.

In einigen Fällen werden Verdichter ausgelegt, die bei optimalem Wirkungsgrad einen zu geringen Abstand zur Betriebsgrenze aufweisen (siehe dazu die Skizze eines Verdichterkennfelds in Abbildung 1.5). Um dem zu begegnen, werden beispielsweise Gehäusestrukturen (*casing treatments*, CT) eingesetzt, die den Arbeitsbereich erweitern. Bislang gibt es allerdings keine Modelle, durch die dies in der Vorauslegung berücksichtigt wird. In diesem letzten Teil der Arbeit wird daher aufbauend auf den vorherigen Ergebnissen zunächst die Wirkungsweise diskutiert, um die Erkenntnisse abschließend in ein Modell zu überführen. Zu diesem Zweck wurde zusätzlich auf Messdaten des transsonischen Verdichters der *University of Notre Dame* (USA) zurückgegriffen. Folgende Abschnitte befinden sich im sechsten Kapitel:

- Wirkungsweise von *casing treatments*
- Modellbildung: Arbeitsbereicherweiterung

Abschließend sei angemerkt, dass in der vorliegenden Arbeit im Wesentlichen auf Verdichtertechnik für Flugtriebwerke eingegangen wird. Die Ergebnisse können aber auch, zumindest in Teilen, für die Auslegung von Verdichtern stationärer Gasturbinen verwendet werden.

Im Folgenden wird einleitend im Kapitel „Stand der Technik“ auf die Grundlagen der Vorauslegung und der Verdichtertechnologie eingegangen. Es schließt sich ein Überblick über die experimentellen, analytischen und numerischen Methoden und Prüfstände an. Abschließend werden eine Zusammenfassung und ein Ausblick gegeben.

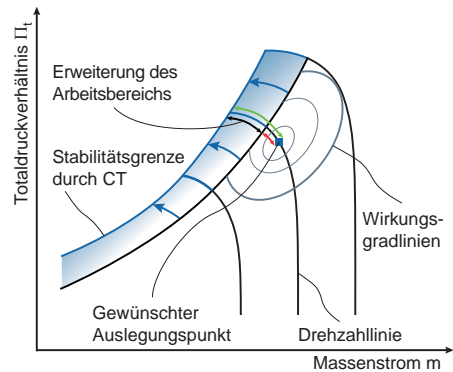


Abbildung 1.5: Verdichterkennfeld mit CT.

2 Stand der Technik

Das Herzstück von Vorauslegeprogrammen sind die Korrelationen, mit denen sich Größen wie beispielsweise Verluste, Minderumlenkung (Deviation) und Blockage abschätzen lassen. Im Folgenden wird zunächst die allgemeine Grundlage diskutiert. Auf dieser aufbauend werden Erweiterungen der Basiskorrelationen vorgestellt. Es ergeben sich daraus Ansatzpunkte, wie existierende Modelle überarbeitet werden können, wobei insbesondere die der Vorauslegeprogramme des Triebwerkherstellers *Rolls-Royce* im Mittelpunkt stehen.

Daran anschließend dient der zweite Teil dem Zweck, eine theoretische Grundlage zu schaffen, auf der neue Modelle aufgebaut werden können. Dabei wird nicht vertiefend auf die allgemeinen Grundlagen der Verdichterströmung eingegangen. Stattdessen richtet sich die Betrachtung dezidiert auf ausgewählte Strömungsphänomene im Schaufelspitzenbereich. Im Wesentlichen handelt es sich dabei um hochbelastete Verdichter mit meist transsonischen Geschwindigkeiten.

2.1 Modellierung von Verdichtern

Strömungen in Verdichtern sind auch in den einfachsten Fällen zu komplex, um sie rein analytisch zu beschreiben. Dies gilt bereits für den vergleichsweise einfachen Fall der isoliert betrachteten Profilmströmung. Zwar lässt sich mit Hilfe der Potentialtheorie die Schaufelumströmung grundsätzlich berechnen, es ergeben sich daraus allerdings keine Informationen beispielsweise über Verluste oder Deviation. Im Fall von dreidimensionalen Strömungsphänomenen verschärft sich dieser Zustand entsprechend. Mit Hilfe von Korrelationen werden deshalb modellhaft (komplexe) Beziehungen von zwei oder mehr Größen in deutlich vereinfachter Form eines Funktionszusammenhangs ausgedrückt. Grundlegende Arbeiten zum Thema Verdichterkorrelationen wurden bereits im Jahr 1953 durch *LIEBLEIN* veröffentlicht. Sie werden im Folgenden vorgestellt. Es existiert weiterhin eine Vielzahl an Erweiterungen der Basiskorrelationen, über die im Anschluss ein zusammenfassender Überblick gegeben wird. Dabei wird kein Anspruch auf Vollständigkeit erhoben und auf ausführlichere Zusammenfassungen in der Literatur verwiesen, beispielsweise [*Bräunling (2009)*], [*Cetin et al. (1987)*] oder [*Hirsch und Denton (1981)*].

2.1.1 Basiskorrelationen

Korrelationen für Verdichter basieren im Wesentlichen auf der aerodynamischen Belastung einer Schaufel, weshalb diese vorab beleuchtet wird. Verdichter führen dem Fluid im Rotor Energie in Form von Drall zu, durch den sich die Absolutgeschwindigkeit im Rotor erhöht. Im Stator wird der Drall dann durch Umlenkung auf axiale Richtung in statischen Druck umgesetzt. Dies geschieht, indem die Strömung in der sich diffusorartig öffnenden Schaufelpassage verzögert wird. Abhängig vom Reaktionsgrad findet die Verzögerung auch im Rotor-Relativsystem statt. Auf diese Weise erhöhen sich über eine Verdichterstufe – bestehend aus Rotor und Stator (auch Lauf- und Leitrad) – sowohl Totaltemperatur als auch -druck. Die Höhe des Arbeitseintrags, gleichzeitig ein Maß für die Verzögerung durch die Schaufelumlenkung, ist beschränkt durch die aerodynamische Betriebsgrenze. Wird über einen kritischen Massenstrom hinaus weiter angedrosselt, ist aufgrund von Strömungsablösungen kein stabiler Betrieb mehr möglich. Verschiedene Phänomene, die damit zusammenhängen, werden für aktuelle Verdichter in Abschnitt 2.2.3 erläutert. Zweidimensional lässt sich das Problem in Analogie zu einem zu stark angestellten Flugzeugflügel durch Grenzschichtablösung auf der Saugseite des Profils beschreiben. Überschreitet der Anströmwinkel der Schaufel (analog der Anstellwinkel des Flügels) einen kritischen Wert, löst die Grenzschicht im Bereich der verzögerten Strömung auf der Saugseite des Profils ab.

Eine wesentliche Rolle spielt folglich, ähnlich wie bei einem Diffusor, die Verzögerung. Auch dieser wird entgegen der Druckkraft vom niedrigen zum hohen statischen Druck durchströmt. Im Fall der zweidimensionalen Schaufelumströmung lässt sich die kritische Verzögerung der Strömung mit Hilfe verschiedener Kriterien beschreiben, die die aerodynamische Belastung eines Profils charakterisieren. Ein erster Parameter findet sich in Gleichung 2.1 in Form des DEHALLER-Kriteriums DH .

$$DH = \frac{w_2}{w_1} \stackrel{!}{>} 0,7 \quad (2.1)$$

Dieses modelliert die Verzögerung, indem es die Geschwindigkeit an Ein- und Austritt in Beziehung setzt. Beim Unterschreiten des kritischen Werts von etwa $DH = 0,7$ dickt die Gehäusegrenzschicht auf, so dass die Kontraktion der effektiven Fläche die Strömung wieder beschleunigt. Als grober Anhaltswert für die Stufenbelastung ist das Kriterium geeignet, nicht aber für eine genauere Auslegung.

Die entscheidende Vereinfachung des DEHALLER-Kriteriums ist, dass das Geschwindigkeitsgefälle von w_1 zu w_2 zugrunde gelegt wird. Innerhalb der Schaufel wird die Strömung aber durch die Umlenkung zunächst beschleunigt und erst in der Saugspitze von der höchsten Geschwindigkeit w_{\max} auf die Austrittsgeschwindigkeit verzögert, siehe auch Abbildung 2.1 (links). Ein Vergleich mit einem reinen

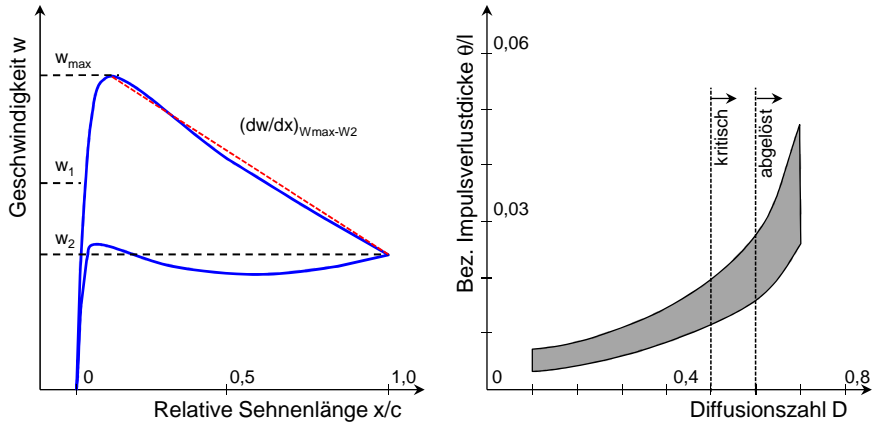


Abbildung 2.1: Geschwindigkeitsverteilung über ein Schaufelprofil und Korrelation der Impulsverlustdicke mit der Diffusionszahl, nach [Lieblein (1965)].

Diffusor offenbart zusätzlich, dass nicht alleine das Geschwindigkeitsverhältnis entscheidend ist, sondern auch der Gradient. Bei der Bestimmung einer kritischen Schaufelbelastung ist an dieser Stelle problematisch, dass in der Vorauslegung weder die maximale Geschwindigkeit noch deren Position entlang der Sehne bekannt ist. Einen Ansatz zur Lösung liefert die allgemeine Impulsgleichung für ebene turbulente Grenzschichten nach [Schlichting und Gersten (2006)] in Gleichung 2.2.

$$\frac{d\delta_2}{dx} = \frac{\tau_0}{\rho \cdot w^2} - (2 + H_{12}) \cdot \frac{\delta_2}{w} \cdot \frac{dw}{dx} \quad (2.2)$$

Im Fall beginnender Ablösung gilt für den Formfaktor erfahrungsgemäß $H_{12} \approx 2,5$ und für die Wandschubspannung $\tau_0 \rightarrow 0$, womit der Gradient der Impulsverlustdicke direkt von der Verzögerung abhängt, siehe Gleichung 2.3 [Bräunling (2009)].

$$\frac{d\delta_2}{dx} = -4,5 \cdot \frac{\delta_2}{w} \cdot \frac{dw}{dx} \quad (2.3)$$

Unter der Annahme einer linearen Verzögerung und einer Normierung kann diese zu dem Term in Gleichung 2.4 vereinfacht werden. Demnach ist die Geschwindigkeitsdifferenz der tatsächlichen Verzögerung bezogen auf die Eintrittsgeschwindigkeit ein Maß für die Belastung D einer Schaufel, siehe [Lieblein et al. (1953)]. In diesem Term ist nur noch das Maximum der Geschwindigkeit unbekannt, nicht

aber dessen Position. In der Literatur findet sich der Parameter häufig auch unter der Bezeichnung Diffusionszahl DF nach LIEBLEIN.

$$D := \frac{w_{\max} - w_2}{w_1} \quad (2.4)$$

Durch Auswertung der Daten von *Herrig et al. (1951)* konnte *Lieblein et al. (1953)* weiterhin die folgende Korrelation für D in Gleichung 2.5 aufstellen.

$$D \stackrel{!}{=} 1 - \frac{w_2}{w_1} - b \frac{s}{c} \frac{\Delta w_u}{w_1} + d \quad (2.5)$$

Diese enthält nur noch leicht mess- oder berechenbare Größen am Ein- und Austritt der Schaufel sowie Geometrieparameter. Für die NACA-65-Profilfamilien wurden die Parameter $b \approx 0,4-0,5$ und $d \approx 0,1$ ermittelt, wobei letzterer den Einfluss der Profildicke beschreibt. Da er für die NACA-65-Serie nur wenig variiert, wird er in der finalen Version der Diffusionszahl vernachlässigt.

In Abbildung 2.1 (rechts) zeigt sich, dass, je höher ein Profil belastet ist, desto stärker ist auch die bezogene Impulsverlustdicke ausgeprägt. Für die von LIEBLEIN untersuchten Verdichterschaukeln konnte ein kritischer Belastungsbereich von $D = 0,5-0,6$ identifiziert werden. An noch höher belasteten Profilen – beispielsweise durch eine höhere Umlenkung – ist die Grenzschicht saugseitig im Normalfall bereits abgelöst. Die Diffusionszahl liefert folglich eine Einschätzung der Ablösegefahr eines Schaufelprofils.

Mit Hilfe der Diffusionszahl ist es allerdings möglich, mehr Informationen zu erhalten als nur die reine Aussage über die Betriebsgrenze. *Lieblein (1965)* zeigt den Zusammenhang zwischen dem Profilverlust und der Dicke des Nachlaufes auf, was auch von *Kerrebrock (1992)* detailliert erläutert wird. Bereits vorher wurde aber erkannt, dass mit steigender Belastung des Profils auch die Verluste anwachsen [*Lieblein (1956)*]. Dies geschieht analog zur Aufdickung der Grenzschicht zunächst geringfügig und hin zu höherer Profilbelastung deutlich signifikanter. Statt der Diffusionszahl wird dabei eine äquivalente Diffusionszahl eingeführt, die in Gleichung 2.6 gezeigt ist.

$$D_{\text{eq}} \stackrel{!}{=} \frac{w_{\max}}{w_2} = D \cdot \frac{w_1}{w_2} + 1 \quad (2.6)$$

Der Zusammenhang von äquivalenter Diffusionszahl und Profilverlust ω_{Profil} wird allerdings erst sichtbar, wenn dieser korrigiert wird, wie aus Gleichung 2.7 hervorgeht [*Lieblein (1957)*]. Die Korrektur berücksichtigt einerseits das Verzögerungsverhältnis und den Abströmwinkel und andererseits mit dem Teilungsverhältnis

auch einen geometrischen Parameter. Dabei ist zu beachten, dass die Korrelationen für den Betriebspunkt mit minimalem Verlust aufgestellt wurden. Dennoch werden die Gleichungen auch für den gesamten Arbeitsbereich angewendet.

$$\omega_{\text{Profil, kor.}} = \omega_{\text{Profil}} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{s}{c} \cdot \left(\frac{w_1}{w_2} \right)^2 \cdot \cos \alpha_2 \quad (2.7)$$

Zur Beschreibung der zweidimensionalen Profilumströmung wird weiterhin noch ein Modell zur Berechnung der Minderumlenkung benötigt. Grundlegende Arbeiten gehen beispielsweise auf *Carter und Hughes (1946)* zurück, deren Korrelation in Gleichung 2.8 aufgeführt ist. Auch durch *Lieblein (1960)* gibt es Arbeiten zur Berechnung von Deviation.

$$\delta = 1,13 \cdot m_1 \left(\phi \sqrt{\frac{s}{c}} + 3 \right) + 10 \left(1 - \frac{v_{\text{ax},2}}{v_{\text{ax},1}} \right) \quad (2.8)$$

Auch diese Gleichung enthält die Verzögerung innerhalb der Schaufelpassage, allerdings in Form der axialen Geschwindigkeiten zwischen Ein- und Austritt. Ein direkter Zusammenhang zur Diffusionszahl ist dabei nicht vorhanden. Zusammengefasst ist es auf diese Weise möglich, die Profilströmung mit Hilfe der vorgestellten Basiskorrelationen vorauszusagen – zumindest in subsonischen Maschinen.

An dieser Stelle bietet es sich an, diese Zusammenhänge kritisch zu hinterfragen und sie in den Gesamtkontext der Verdichtervorauslegung einzuordnen. Die Korrelationen sind – wie vorgestellt – auf Basis experimenteller Daten an Profilen aufgestellt, die der Familie der Doppelkreisbogen-Profile angehören (*double circular arc*, kurz: DCA). Diese Profile haben gemein, dass die Wölbungsrücklage (das heißt die Position der maximalen Wölbung, siehe im Vorgriff Abbildung 4.9 auf Seite 61) bei halber Sehnenlänge positioniert ist. Auch die Dicken- und Wölbungsverteilung ist klar definiert. In aktuellen Verdichtern werden diese Profile allerdings nicht mehr eingesetzt. Es ist daher notwendig zu prüfen, ob die Korrelationen mit nur wenigen Geometrieparametern für aktuelle und zukünftige Verdichter Vorhersagen mit ausreichender Genauigkeit ermöglichen. Des weiteren wurden alle Daten der zugrunde liegenden Untersuchungen an Niederdruckverdichtern gewonnen. Zwar wird eine Gültigkeit bis $Mn = 0,7$ angesetzt, aber eine Korrektur für kompressible Effekte findet sich in den Korrelationen nicht.

In Bezug auf die Korrelation zur Berechnung der Deviation wurde festgestellt, dass die Verzögerung der axialen Geschwindigkeiten zugrunde liegt. Die Entstehung der Deviation ist aber auf zwei Ursachen zurückzuführen, die direkt von der

Schaufelbelastung abhängen. Die erste Ursache ergibt sich bereits bei Betrachtung einer reibungslosen Strömung in der Schaufelpassage. Zur Schaufelhinterkante kommt es durch Angleichung der Geschwindigkeiten in der Passage an der Druckseite zu einer Beschleunigung, während die Strömung auf der Saugseite des Schaufelprofils verzögert wird. Dies bewirkt, dass die Stromlinien an der Saugseite divergieren und auf der Druckseite konvergieren, so dass der Metallwinkel nicht gleich dem Abströmwinkel sein kann, siehe Abbildung 2.2. Der zweite Grund ist dagegen in der reibungsbehafteten Strömung zu sehen. Aufgrund der Grenzschichtaufdickung werden gleichzeitig auch die Stromlinien von der Saugseite weg verschoben. Da beide Effekte direkt mit der Belastungszahl korrelieren, scheint es neben den oben allgemein genannten Ansatzpunkten zur Überarbeitung der Korrelationen sinnvoll zu prüfen, ob eine neue Korrelation gefunden werden kann.

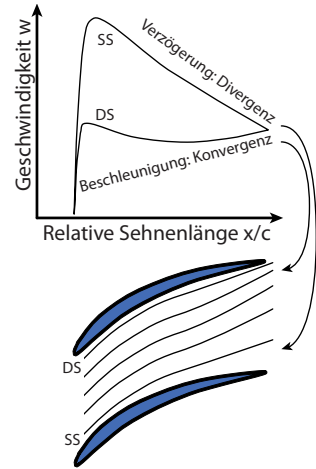


Abbildung 2.2: Deviation.

Mit Blick auf das Ziel, existierende Korrelationen zu überarbeiten, ist es wichtig, dass Korrelationen immer auf bestimmte Maschinentypen angepasst werden müssen, siehe dazu auch [König (1992)]. Es wird im Folgenden deshalb das Vorauslegeprogramm des Unternehmens *Rolls-Royce* vorgestellt, das als Grundlage für die Überarbeitung dient. Dabei wird auch auf bereits erzielte Fortschritte eingegangen. Es lässt sich daraus eine Strategie ableiten, welche Aufgaben zu bearbeiten sind, um die Vorhersagegenauigkeit dieses Systems tatsächlich zu erhöhen.

2.1.2 Erweiterte Modelle

Aufbauend auf den vorgestellten Basiskorrelationen von LIEBLEIN wurde das 1D-Vorauslegeprogramm durch *Miller und Wasdell (1987)* für das Unternehmen *Rolls-Royce* aufgesetzt. Das dort beschriebene Programm stellt aber nicht den letzten Stand der eindimensionalen Verdichtervorauslegung im Unternehmen dar. Schon früher hatte es Überarbeitungen der Diffusionszahl gegeben, siehe beispielsweise [Swan (1961)] oder [Koch und Smith (1976)]. In ihrer zusammenfassenden Arbeit zum auch heute noch aktuellen 1D-Vorauslegeprogramm von *Rolls-Royce* haben *Wright und Miller (1991)* eigene Ergänzungen an den Basiskorrelationen vorgestellt. Dies soll anhand der überarbeiteten äquivalenten Diffusionszahl in Gleichung 2.9 gezeigt werden.

$$D_{eq} = \left\{ 1 - \frac{w_2}{w_1} + \left[0,1 + \frac{t_{max}}{c} \left(10,116 - 34,15 \frac{t_{max}}{c} \right) \right] \frac{s}{c} \frac{\Delta w_u}{w_1} \right\} \frac{w_2}{w_1} + 1 \quad (2.9)$$

Im Gegensatz zur ursprünglichen Variante enthält diese Form einen Korrekturfaktor zur Berücksichtigung des Dickenverhältnisses t_{max}/c . Anstatt diesen als zusätzlichen Summanden in die Gleichung einzufügen, wird er in den dritten Summanden aus Gleichung 2.5 eingearbeitet. Neben den experimentellen Daten, beispielsweise aus [Britsch und Osborn (1979)] und [Reid und Moore (1978)], basieren diese Untersuchungen auch auf numerischen Ergebnisse eines blade-2-blade-CFD-Programms. Aus diesen wurde bereits auch eine Abhängigkeit der MACH-Zahl auf den Profilverlust abgeleitet, die aber nicht vollständig konsistent mit Ergebnissen anderer Untersuchungen ist. Detailliert wird darauf in Abschnitt 4.2 eingegangen. Eine weitere Schwachstelle ist, dass auch die überarbeiteten Korrelationen nur für DCA-Profil aufgestellt wurden. Der Einfluss anderer Wölbungsverläufe wird folglich nicht erfasst. Dennoch wird auch in aktuellen Untersuchungen beispielsweise durch Dickens und Day (2009) oder Hall et al. (2012) weiterhin auf die Korrelationen mit Stand von Wright und Miller (1991) zurückgegriffen.

Neben den vorgestellten Basiskorrelationen für Belastung, Profilverluste und Deviation sind noch weitere Elemente in einem Vorauslegeprogramm von Bedeutung. Ein Triebwerkverdichter wird für eine Drehzahl ausgelegt, in der er im Reiseflug bei maximaler Effizienz betrieben wird. Dennoch muss der Verdichter in variablen Flugzuständen auch bei anderen Drehzahlen betrieben werden können, wobei weiterhin eine möglichst hohe Effizienz und ein ausreichender Abstand zur Betriebsgrenze (*stall margin*) erwartet werden. Gerade die Vorhersage der Betriebsgrenze ist dabei von Bedeutung. In diesem Zusammenhang wurde der Einfluss einer Vielzahl von Parametern durch Koch (1981) untersucht. Weiterhin werden in modernen Verdichtern transsonische Geschwindigkeiten erreicht, so dass es nicht ausreicht, die Geschwindigkeit an Ein- und Austritt zu berechnen. Ein Modell zur Beschreibung der Stoßlage und -stärke findet sich beispielsweise in Schobeiri (1997a,b). Bei der Auslegung von Verdichtern wird normalerweise die MACH'sche Ähnlichkeit berücksichtigt. Der Einfluss der REYNOLDS-Zahl wird dagegen häufiger vernachlässigt. Für die genaue Berechnung von Verlusten in der Vorauslegung kann dieser Einfluss allerdings in einer Korrelation abgebildet werden, siehe [Koch und Smith (1976)].

Bislang wurden nur Profilverluste im Rahmen der Vorauslegung von Verdichtern näher beleuchtet. In realen Maschinen setzt sich der Gesamtverlust aus einigen weiteren Anteilen zusammen, die zur genauen Vorausberechnung in Modellen abgebildet werden müssen. Eine Übersicht über die verschiedenen Verluste findet sich bei Denton (1993), der gleichzeitig einige Modelle präsentiert. In höher belasteten Verdichtern spielt vor allem der Schaufelspitzenbereich eine bedeutende

Rolle. Auf ausgewählte Strömungsphänomene wird in diesem Zusammenhang in Abschnitt 2.2.2 näher eingegangen. Endwandeffekte auf den Verlust sind beispielsweise durch *Monsarrat et al. (1969)* teilweise berücksichtigt worden. Seine Korrelation stellt auch eine Erweiterung derer von *LIEBLEIN* dar. Eine genauere Betrachtung der Mischungsverluste durch die Interaktion von Spaltwirbel mit der Hauptströmung findet sich bei *Storer und Cumpsty (1994)* oder *Karstadt und Pelz (2012)*.

Der Endwandbereich ist aber nicht nur durch zusätzliche Verluste gekennzeichnet. Ein Phänomen, das damit in Verbindung steht, ist die Verblockung der Passage – auch Blockage genannt. Durch verblockte Bereiche kann weniger Masse transportiert werden, was die Aerodynamik der gesamten Schaufel verändert. In besagtem Vorauslegeprogramm ist das theoretische Verfahren nach *Freeman (1985)* implementiert, das auf der Arbeit von *de Ruyck und Hirsch (1981)* basiert. Auf diese Weise wird Blockage zwar global berücksichtigt, radiale Auswirkungen werden aber teilweise vernachlässigt. In diesem Zusammenhang ist auch die Beobachtung erwähnenswert, dass es mit den Vorauslegeprogrammen bisher nicht möglich ist, ein Überrollen von Charakteristiken zu erzielen. Dabei sinkt das Druckverhältnis beim Androsseln nach Erreichen eines Maximums wieder ab.

Zusammenfassend zeigt sich, dass die Basiskorrelationen für den Einsatz in Vorauslegeprogrammen bereits überarbeitet wurden. Allerdings besteht gerade bezüglich der Anpassung auf aktuelle Schaufelprofile Bedarf an weiterer Überarbeitung und Anpassung. Zusätzlich erfordert das Modell für Blockage eine Erweiterung, um die tatsächlichen Auswirkungen genauer abzubilden. Die dort gewonnenen Erkenntnisse können abschließend genutzt werden, um grundsätzlich neue Modelle für *casing treatments* aufzustellen. Untersuchungen und Ergebnisse zu *casing treatments*, die in Abschnitt 2.2.4 auszugsweise vorgestellt werden, gibt es vielfältig. Modelle, die daran beispielsweise den Einfluss auf den Arbeitsbereich des Verdichters im Rahmen der Vorauslegung berechnen (wie für die Eckenablösung durch *Lei et al. (2008)*), sind nicht bekannt. Um dieses in Kapitel 5 und 6 zu behandeln, wird im Folgenden ein Überblick über die zugrunde liegenden Effekte gegeben.

2.2 Ausgewählte Effekte in Verdichtern

Durch die Entwicklung hochbelasteter Verdichter wird die Strömung immer stärker durch dreidimensionale Phänomene überlagert. Unter anderem tritt der Schaufelspitzenbereich durch die gestiegene Drehzahl in den Vordergrund. Die dort auftretenden Effekte können einen signifikanten Einfluss auf die aerodynamische Betriebsgrenze eines Verdichters haben. Eine wirksame Methode, um dies zu manipulieren, ist durch den Einsatz von *casing treatments* gegeben. In dieser Reihenfolge werden aufeinander aufbauend ausgewählte Effekte beleuchtet.

2.2.1 Transsonische Verdichter

Die Basis für hohe Druckverhältnisse in einem Verdichter ist ein entsprechender hoher Arbeitseintrag. Dieser lässt sich in Form der EULER-Gleichung für Turbomaschinen in Gleichung 2.10 beschreiben. Es fällt auf, dass der Arbeitseintrag auf zwei Weisen gesteigert werden kann. Einerseits wird dies durch eine Vergrößerung der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit erreicht, während andererseits zu diesem Zweck auch die Drehzahl angehoben werden kann.

$$\Delta h_t = u_1 \cdot v_{1u} - u_2 \cdot v_{2u} \quad (2.10)$$

Die Drehzahlen von Verdichtern in kommerziell genutzten Flugtriebwerken liegen inzwischen in einem Bereich, dass die Frontstufen des Verdichters im transsonischen Bereich arbeiten. Von transsonischen Maschinen wird gesprochen, wenn sowohl sub- als auch supersonische Strömung vorliegt, unabhängig ob in Richtung der Schaufelhöhe oder in einer Meridianstromfläche [Bölcs (1986)]. Auch bei subsonischer Zuströmung können in dem Expansionsgebiet auf der Saugseite des Profils Überschallgeschwindigkeiten erreicht werden. Dies geschieht im Rotor-Relativsystem zuerst am Gehäuse aufgrund der dort höchsten Umfangsgeschwindigkeit. Bei weite-

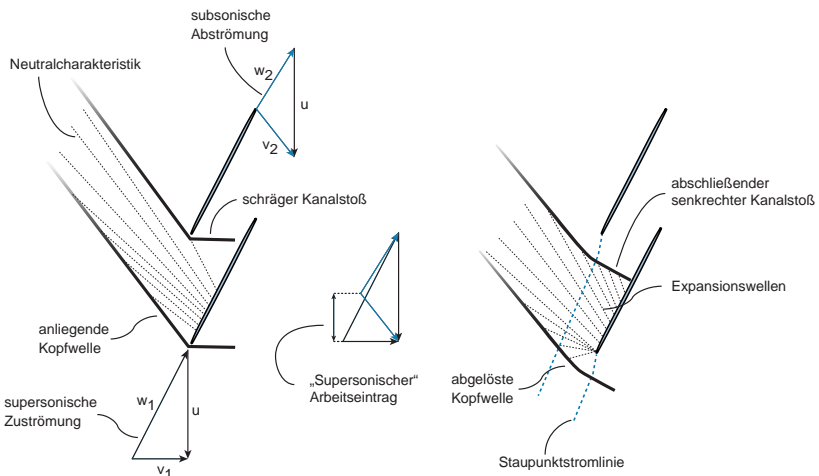


Abbildung 2.3: Stoßsystem im Blattspitzenbereich eines transsonischen Verdichters am Auslegungspunkt (links) und nahe der Betriebsgrenze (rechts), nach [Müller (2011); Grieb (2009)].

rer Steigerung der Drehzahl erreichen auch Schaufelschnitte bei kleineren Radien den supersonischen Bereich.

In Abbildung 2.3 ist die Passagenströmung für rein supersonische Zuströmung an zwei Betriebspunkten dargestellt. Es zeigt sich, dass eine Stromlinie durch den Schaufelkanal drei verschiedene Bereiche passiert. Zunächst wird die supersonische Zuströmung beim Durchgang durch die Kopfwelle verzögert. Im Anschluss daran bewirkt die PRANDTL-MEYER-Expansion auf der Saugseite des Profils, dass die Strömung wieder beschleunigt wird. Abschließend findet durch den Kanalstoß eine erneute Verzögerung der Geschwindigkeit meist in den subsonischen Bereich statt. Ob die Kopfwelle anliegend oder abgelöst ist oder der Kanalstoß schräg oder senkrecht steht, hängt vom Gegendruck ab, der durch die Drossel¹ aufgebaut wird.

Weiterhin fällt das spezielle Schaufelprofil mit sehr geringer Umlenkung auf. Die Einbringung des Dralls erfolgt im transsonischen Bereich nur in geringem Maße über die Umlenkung des Profils. Im Gegenteil, die Richtung der Relativkomponente ändert sich nur sehr wenig. Stattdessen wird die Strömung durch einen Stoß verlangsamt. Diese Verzögerung bewirkt dann die Umlenkung im Absolutsystem und damit den Arbeitseintrag, wie es sich aus den Geschwindigkeitsdreiecken ergibt.

Eine unbegrenzte Steigerung der Drehzahl ist technisch nicht sinnvoll. Durch die hohen Geschwindigkeiten kann ein hohes Druckverhältnis erzielt werden, wobei mit der Stoßstärke auch die Verluste steigen. Einerseits geschieht dies infolge der Stoßverluste an sich, andererseits werden durch den erhöhten Druckaufbau Sekundärströmungseffekte besonders im Schaufelspitzenbereich verstärkt, die ihrerseits Verluste erzeugen. Auf diese Phänomene wird im Folgenden näher eingegangen.

2.2.2 Schaufelspitzenströmung

Konstruktionsbedingt befindet sich zwischen Rotor-schaukel und feststehendem Gehäuse ein Spalt, so dass sich beide Komponenten nicht berühren. Auf ein Deckband wird im Verdichter aus mechanischen Gründen gewöhnlich verzichtet, was dazu führt, dass ein Teil der Strömung über den Spalt in die benachbarte Schaufelpassage übertreten kann. Dazu tragen zwei Effekte bei: Einerseits die Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite der Schaufel und andererseits die Reibkräfte infolge der Relativbewegung zwischen Rotor und Gehäuse. Die Entstehung der Spaltströmung wird im Wesentlichen durch den Druckgradienten dominiert, weshalb de-

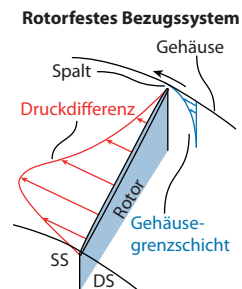


Abbildung 2.4: Spalt.

¹ Im Triebwerk stellen alle Komponenten stromab des Verdichters eine Drossel dar.

ren Intensität gerade in hochbelasteten Verdichtern zunimmt. Die Scherkräfte lassen sich in Form eines mitbewegten Beobachters auf der Schaufel im Rotor-Relativsystem veranschaulichen, siehe Abbildung 2.4. Für diesen bewegt sich das Gehäuse von der Druck- in Richtung der Saugseite. Da an der Wand die Haftbedingung einer Grenzschicht gilt, sieht der imaginäre Beobachter einen Geschwindigkeitsgradienten in Richtung des Druckgradienten. In diesem Fall ist die Relativgeschwindigkeit der entscheidende Faktor. Es zeigt sich folglich, dass schnell drehende Maschinen besonders betroffen sind. Beide Effekte treffen auf transsonische Maschinen zu, da sie einerseits schnell drehen und andererseits hohe Druckverhältnisse realisieren.

Die Spaltströmung wird zu den Phänomenen der Sekundärströmung gezählt und ist im Bereich der Turbomaschine grundsätzlich unerwünscht. Ohne nähere Erklärung wurde bereits die Intensität oder Stärke der Spaltströmung angesprochen. In Abbildung 2.5 sind die Geschwindigkeitsvektoren im Bereich der Schaufelspitze symbolhaft dargestellt. Im Schaufelspalt fließt die Leckageströmung in etwa senkrecht zur Sehne des Profils, [Storer und Cumpsty (1991)]. Das bedeutet, dass der axiale Impuls der Richtung der Hauptströmung entgegengerichtet ist. Der negative Impuls, der sich aus der Spaltgeschwindigkeit und dem -massenstrom zusammensetzt, ist folglich ein Maß für die Stärke der Spaltströmung. Beim Eintritt in die Nachbarnpassage wird die Spalt- daher durch die Hauptströmung beschleunigt, wodurch letztere ihrerseits verzögert wird. Zusätzlich rollt sich die Strömung, nachdem

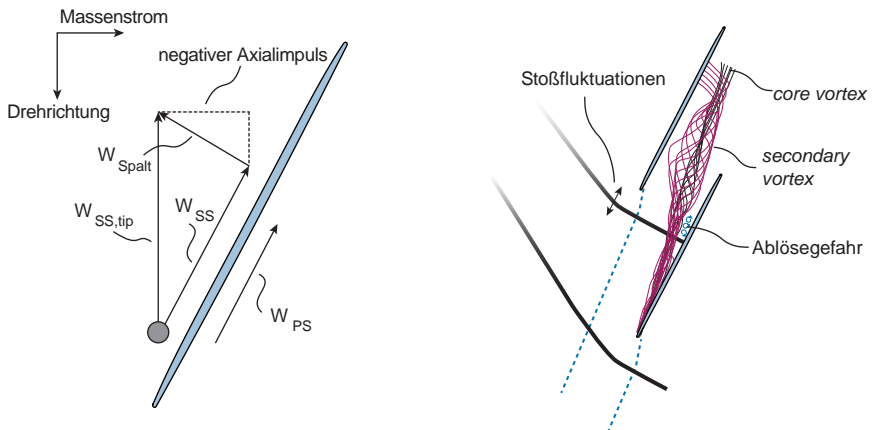


Abbildung 2.5: Darstellung des Spaltwirbels und Skizze der Geschwindigkeiten im Schaufelspitzenbereich, nach [Müller (2011); Grieb (2009)].

sie über die Schaufel übergetreten ist, zu einem Wirbel auf, wie es in Abbildung 2.5 dargestellt ist. Im vorderen Bereich hoher Druckgradienten entsteht der Kern des Spaltwirbels – auch *core vortex* oder starker Teil genannt. Dieser wird umhüllt von dem schwachen Teil des Wirbels (auch *secondary vortex* genannt), der mit Fluid gespeist wird, das über den hinteren Bereich der Schaufelsehne übergetreten ist, in dem die Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite bereits absinkt. Der Übergangsbereich zwischen starkem und schwachem Teil des Spaltwirbels hängt dabei vom Schaufeldesign und dem Betriebspunkt ab [Chima (1998)].

An diesem Punkt stellt sich die Frage, wie sich die Stärke der Spaltströmung ermitteln lässt. Messtechnisch können im Rotorspitzenbereich mit nichtinvasiven Lasermethoden, z.B. *particle image velocimetry* (PIV), für den (Volumen-)Bereich der Spaltströmung nur Geschwindigkeiten erfasst werden. Aus diesen lässt sich der Wirbel in Form der Drehung oder der Zirkulation charakterisieren. Im Gegensatz zur Numerik gestaltet es sich im Normalfall aber als schwierig, den negativen Impuls der Spaltmassenströmung aus experimentellen Daten zu ermitteln. Um die Stärke der Spaltströmung zu bestimmen, muss daher auf indirekte Größen zurückgegriffen werden, die durch den Leakagestrom beeinflusst sind. Eine Möglichkeit besteht in der Auswertung des Geschwindigkeitsprofils der Abströmung. Der negative Spaltströmungsimpuls wirkt sich in einer Verminderung des Impulses der Hauptströmung aus. Im radialen Geschwindigkeitsprofil ähnelt dieses Defizit einer aufgedickten Grenzschicht, für die die Verdrängungsdicke als Maß der Stärke der Spaltströmung

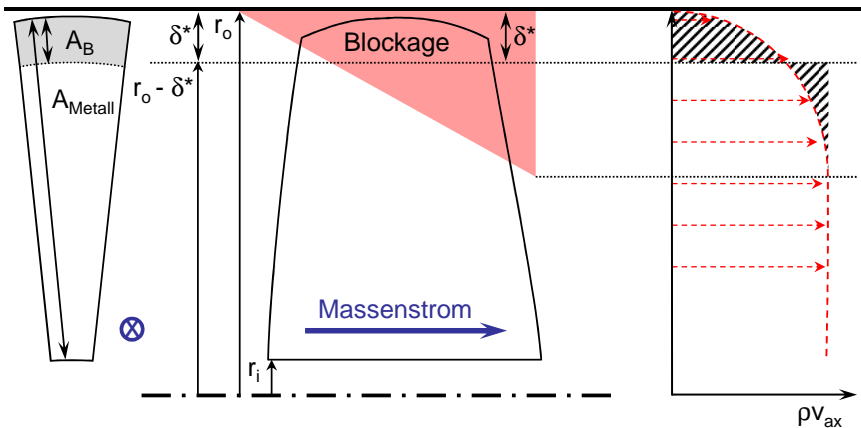


Abbildung 2.6: Modellierung von Blockage in Form der Verdrängungsdicke.

bestimmt werden kann, siehe Abbildung 2.6. Im Fall kompressibler Strömung, wie sie in transsonischen Maschinen vorliegt, wird statt des Profils der axialen Geschwindigkeit das der Massenstromdichte ausgewertet, wie in Gleichung 2.11 gezeigt ist. Es sei allerdings darauf hingewiesen, dass auf diese Weise auch die Profilhrenzschichten des Schaufelspitzenbereichs in den integralen Wert mit eingerechnet werden. Ist die Profilhrenzschicht aber über die Schaufelhöhe näherungsweise konstant, kann der Einfluss vernachlässigt werden. Die beschriebene Methode wird vielfach zur Auswertung experimenteller Daten in Bezug auf die Schaufelspitzenströmung angewandt, siehe beispielsweise [Khalid (1995)].

$$\delta^* = \int_r \left(1 - \frac{\rho v}{\rho v_\infty} \right) dr \quad (2.11)$$

Das beschriebene Geschwindigkeitsdefizit am Gehäuse wird in der Literatur (*tip-*)Blockage genannt, beispielsweise [Horlock (2000)] oder [Khalsa (1996)], wobei verschiedene Definitionen vorhanden sind. Im Fall der vorliegenden Untersuchung wird Blockage mit Hilfe der Verdrängungsdicke definiert als das Flächenverhältnis von blockierter zu theoretisch offener Fläche, wobei sich letztere aus den (metallischen) gefertigten Radien ergibt. Der Formelzusammenhang ist in Gleichung 2.12 aufgezeigt. Wenn nicht anders gekennzeichnet, wird Blockage im Folgenden als Synonym für Gehäuseblockage verwendet.

$$B = \frac{A_B}{A_{\text{metal}}} = \frac{r_o^2 - (r_o - \delta^*)^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (2.12)$$

Aus numerischen Ergebnissen ist es aufgrund der großen Datenmenge im gesamten Strömungsbereich möglich, die Spaltströmung deutlich detaillierter auszuwerten, wie beispielsweise bei [Hoeger et al. (1999, 2000)]. Dennoch basiert auch seine Vorgehensweise auf dem Ansatz der Verdrängungsdickenbestimmung.

Von Interesse ist im Folgenden der Einfluss, den die Spaltströmung auf Verdichter im Allgemeinen und im Besonderen auf transsonische Maschinen hat. Bei der Betrachtung eines festen Betriebspunkts (Massenstrom = konstant) bedeutet vorhandene Blockage eine Umverteilung der Massenstromdichte. Masse, die vormals durch den Schaufelspitzenbereich gelangte, muss folglich durch die nicht blockierten unteren Bereiche der Schaufel strömen. Auf diese Weise erhöht sich im unteren Bereich die axiale Geschwindigkeit, was gleichbedeutend mit einer aerodynamischen Entlastung ist. Im Gegensatz dazu werden die Profilschnitte im Schaufelspitzenbereich stärker angedrosselt. Die Schaufel ist daher, abhängig von der Stärke der Spaltströmung, ungleich belastet. Insgesamt verringert sich durch die Entlastung des unteren Schaufelbereichs das Totaldruckverhältnis. Diese Auswirkung beschreibt

Tan (2006) als fluiddynamischen Einfluss und unterscheidet ihn vom thermodynamischen, der die Entropieerzeugung in Folge von Mischungsverlusten zwischen Spalt- und Hauptströmung umfasst.

In Untersuchungen zur Entwicklung von Blockage – in subsonischen Verdichtern durch *Khalid et al. (1999)*, in transsonischen durch *Hoeger et al. (2000)* – wird der Einfluss verschiedener geometrischer Parameter auf die Spaltströmung und somit auf die Blockage diskutiert. Diese wächst in etwa linear mit der Spalthöhe, da über einen größeren Spalt ein höherer Leakagestrom treten kann. Für enge Spalte mit einer relativen Höhe kleiner 1 % wird der Effekt allerdings durch den dann zunehmenden Passagenwirbel überlagert. Die dazugehörige optimale Spalthöhe wird auch durch *Sakulkaew et al. (2012)* bestätigt. Für den hohen Staffelungswinkel transsonischer Profile ergibt sich bei weiterer Erhöhung auch mehr Blockage, da der negative axiale Impuls zunimmt. Gleiches gilt ebenfalls für das Teilungsverhältnis und ist durch die bei steigendem Teilungsverhältnis erhöhte Schaufelbelastung begründet. Durch diese ist die Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite höher.

Die Erkenntnisse über die Wirkmechanismen und Auswirkungen der Spaltströmung an einem festen Betriebspunkt werden im Folgenden auf den gesamten Arbeitsbereich mit Fokus auf stark angedrosselte Betriebspunkte erweitert. Durch Androsseln erhöht sich die aerodynamische Belastung und damit analog zum steigenden Teilungsverhältnis auch die Blockage. Dies wurde experimentell beispielsweise an dem transsonischen Testverdichter *NASA Rotor 37* durch *Suder (1998)* nachgewiesen. Auch für subsonische Maschinen bestätigt *Broukaert et al. (2009)* wachsende Blockage bei Androsselung des Verdichters. Er zeigt aber zusätzlich das Wechselspiel aus Naben- und Gehäuseblockage. In hochbelasteten Verdichtern kann es im Nabenbereich durch einen weiteren Sekundärströmungseffekt – die Querkanalströmung – ebenfalls zu einer Verblockung kommen. In diesem Fall findet die Umverteilung der Masse in den oberen Bereich der Schaufel statt, wodurch die Strömung dort beschleunigt und das Schaufelspitzenprofil entlastet wird. Auf diese Weise interagieren beide Effekte miteinander. Im Fall des vorgestellten Verdichters von *Broukaert et al. (2009)* steigt die Blockage am Gehäuse beim Androsseln daher zunächst an, was ab einem gewissen Drosselgrad aber durch den Einfluss der Nabenblockage abgeschwächt wird.

Die Blockage beschreibt als solche nur die Auswirkung der Spaltströmung. Ihr Wachstum z.B. beim Androsseln bedeutet aber gleichzeitig, dass die Spaltströmung intensiver geworden ist. Dabei bewirkt der höhere negative Impuls, dass sich der Spaltwirbel aufrichtet und einen immer höheren Umfangsanteil der Passage einschließt – das radiale sowie tangential Ausmaß wird durch die integrale Größe der Blockage nicht gesondert quantifiziert. Dieses Aufrichten kann dazu führen, dass die Spaltströmung auf die Druckseite der benachbarten Schaufel auftrifft und

diese mit überspült (*double spillage*). An dieser Stelle ist die Druckdifferenz durch das Auftreffen geringer, so dass der nächste Spaltwirbel abgeschwächt wird. Dieses Phänomen, das aufgrund der entstehenden Fluktuation des Spaltwirbels fälschlicherweise als Erreichen der Betriebsgrenze gedeutet werden könnte, wurde von Mailach et al. (2001) als *rotating instabilities* vorgestellt.

Fluktuierende Spaltwirbel wurden weiterhin sowohl im Experiment durch Bergner et al. (2006) oder Hoying et al. (1999) als auch durch Hah et al. (2006) numerisch nachgewiesen. Dies lässt sich beispielsweise mit Hilfe der Standardabweichung, ermittelt aus transienten Daten, zeigen, worauf in Abschnitt 2.2.4 noch einmal eingegangen wird. In transsonischen Verdichtern ist mit der Spaltwirbel-Stoß-Interaktion eine weitere Besonderheit zu beachten. Der Wirbel durchläuft im Stoß einen sehr hohen adversen Druckgradienten. Thomer et al. (2001) betrachtet dieses Phänomen isoliert und numerisch. In seinen Ergebnissen zeigt er, dass ein Aufplatzen des Wirbels (*vortex breakdown*) unter bestimmten Voraussetzungen möglich ist. Numerisch wird dies für den transsonischen NASA-Rotor-37 durch Hofmann und Ballmann (2005) bestätigt. Im Experiment findet Schrapp (2009) in einem subsonischen Verdichter Phänomene, die er dem Aufplatzen des Spaltwirbels zuordnet. Für den transsonischen Verdichter der TU Darmstadt ist dagegen kein derartiges Aufplatzen detektiert worden, was mit den numerischen Ergebnissen von Hah et al. (2004) übereinstimmt. Zwar kommt es zu einer Aufweitung des Wirbels und zu höheren Schwankungen, ansonsten kann aber keine besondere Spaltwirbel-Stoß-Interaktion festgestellt werden [Müller (2011)]. In den Fällen, in denen das Aufplatzen des Spaltwirbels auftritt, ist in dem Moment auch das Ende des stabilen Betriebsbereichs erreicht. Der Einfluss des Spaltwirbels auf die aerodynamische Stabilität wird im folgenden Abschnitt vorgestellt.

2.2.3 Aerodynamische Stabilität

Das Erreichen der Betriebsgrenze eines Verdichters wurde bereits kurz angesprochen. Beim Androsseln wird der Verdichter immer stärker belastet, was dann bei Unterschreitung eines kritischen Massenstroms zu Strömungsablösungen (*stall*) führt. Darüber hinaus kann es bei einem ausreichend großen Druckspeicher zwischen Verdichter und Drossel – das Plenum, in dem sich die verdichtete Luft befindet – zum Pumpen (*surge*) des Verdichters kommen. In diesem Fall entlädt sich die Druckenergie entgegen der Hauptströmungsrichtung. Im schlimmsten Fall kehrt sich die Hauptströmungsrichtung um (*deep surge*), so dass im Triebwerk die Flammen der Brennkammer aus dem Eintritt schlagen können. Die mechanische und thermische Belastung dieses zyklisch auftretenden Vorgangs – ist der Druckspeicher entleert, baut der Verdichter wieder Druck bis zur erneuten Überlastung auf – führt

im Normalfall schnell zur Zerstörung des Triebwerks. Ob ein Verdichter ins Pumpengerät, kann mit Hilfe des Greitzer B' -Parameters in Gleichung 2.13 bestimmt werden. Für Werte größer $B'=0,8$ ist mit Pumpen zu rechnen, siehe [Greitzer (1976)].

$$B' = \frac{u}{2a} \cdot \sqrt{\frac{V}{A \cdot l}} \quad (2.13)$$

In Forschungsverdichtern mit geringem Plenum V ist meist nicht genügend Druckenergie gespeichert, um Pumpen herbeizuführen. Stattdessen kommt es zu einem Phänomen, das seit *Emmons (1955)* als *rotating stall* bekannt ist. Es entstehen Ablöseblasen, die die effektive Fläche des Verdichters versperren. Ähnlich wie bei der Blockage muss die Strömung daher durch den verbleibenden kleineren Querschnitt fließen, wird folglich beschleunigt und der Verdichter dadurch letztlich unter die kritische Grenze entlastet. Da die Ablöseblase die gegen die Drehrichtung benachbarte Zelle androsselt und die vorauselende entlastet, wandert diese gegen die Drehrichtung. Eine Übersicht hierzu findet sich in [Zscherp (2008)] oder [Tan et al. (2010)].

Durch *Greitzer und Moore (1986)* und *Moore und Greitzer (1986)* wurde theoretisch hergeleitet, dass es zwei Arten gibt, wie *stall* im Verdichter ausgelöst werden kann (*stall inception*): einerseits durch kleinskalige, plötzlich auftretende Strömungsphänomene (*spike-type* oder *short-length-scale-disturbance*) oder andererseits durch modale Wellen (*modal-type* oder *long-length-scale-disturbance*). Letztere Art setzt eine homogene aerodynamische Belastungsverteilung sowohl radial als auch axial voraus (*stage matching*). Unter dieser Voraussetzung gelangen alle Profilschnitte annähernd gleichzeitig in den Bereich kritischer Inzidenz, bei der die Strömung ablöst. Bevor diese Grenze erreicht ist, treten allerdings modale Wellen auf, was bedeutet, dass die axiale Geschwindigkeit über den Umfang zu- und abnimmt.

Im Fall von Strömungsablösung, ausgelöst durch *spikes*, kommt es dagegen lokal an einer Stelle im Verdichter zu einer Überlastung des Profils. Hier spielt die Spaltströmung wieder eine wichtige Rolle. Neben Verlusten und Verringerung des Arbeitseintrags wird durch Blockage der Arbeitsbereich verkleinert. Durch die Umverteilung des Massenstroms werden Profilschnitte in Gehäusenähe des Verdichters zusätzlich höher belastet. Das bewirkt, dass in diesem lokalen Bereich die kritische Inzidenzgrenze erreicht wird, während die restlichen Profilschnitte noch deutlich von dieser entfernt sind. Solche Rotoren werden allgemein als *tip-kritisch* bezeichnet.

Durch Spaltenweitenvariation konnten *McDougall et al. (1990)* und *Day (1993)* zeigen, dass in einem einzigen (subsonischen) Verdichter, abhängig von der Spaltweite, sowohl *spike-* als auch *modal-type stall inception* möglich ist. Durch

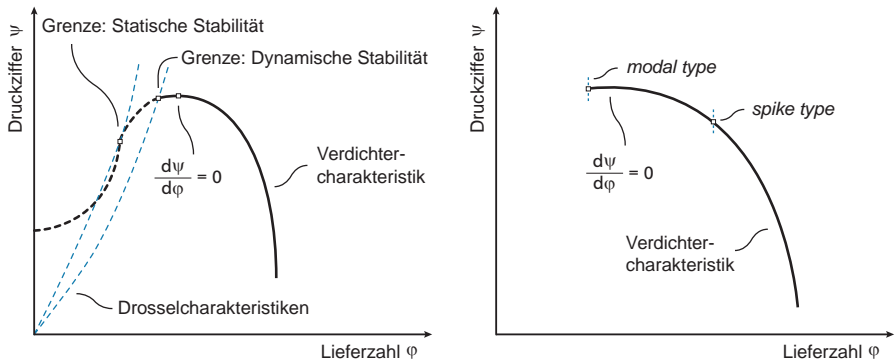


Abbildung 2.7: Links: Grenze der statischen und dynamischen Stabilität. Rechts: Steigung der Kennlinien in Abhängigkeit der stall-Art, nach [Camp und Day (1998)].

Gong et al. (1999) wurde dies numerisch und durch Gannon und Hobson (2007) experimentell in transsonischen Maschinen nachgewiesen. Inoue et al. (2002) zeigte in einem Unterschallverdichter, dass *spikes* auch während modaler Wellen auftreten können. Eine Unterscheidung anhand eines einfachen Kriteriums wurde durch Camp und Day (1998) vorgeschlagen. Aus theoretischen Überlegungen folgt, dass der Verdichterbetrieb instabil wird, sobald die Steigung der Kennlinie größer als die der Drosselcharakteristik² wird, was als statische Stabilitätsgrenze bezeichnet wird, siehe Abbildung 2.7 (links). Experimente zeigen aber, dass diese nie erreicht wird. Durch Auswertung von Kennlinienverläufen, die an Niederdruckverdichtern aufgenommen wurden, leiten Camp und Day (1998) ab, dass modale Wellen auftreten, wenn die Kennlinie abgeflacht ist, während die Steigung bei *spikes* noch negativ ist, skizziert in Abbildung 2.7 (rechts). Für einen ähnlichen Verdichter wurde dies unter anderem durch Simpson und Longley (2007) bestätigt.

Die detaillierte numerische Behandlung des Themas „aerodynamische Betriebsgrenze“ ist aufwendig und mit einfachen Methoden nicht möglich. Hah et al. (2006) schließt die Anwendung des REYNOLDS-averaged-NAVIER-STOKES-Verfahrens (RANS) als unzureichend aus und schlägt stattdessen *large-eddy*-Simulationen (LES) vor. Mit weniger aufwendigen Methoden wie der instationären URANS konnte Vo et al. (2008b) zeigen, dass bei *spike-type stall inception* sowohl eine Umspülung der Schaufelvorderkante (*spill forward*) als auch der Hinterkante (*back-flow*) auftritt. Eine indirekte experimentelle Bestätigung wird beispielsweise durch

² Diese beschreibt den Druckabfall an der Drossel in Abhängigkeit des Massenstroms.

Bennington et al. (2008) geliefert, der in seinen Untersuchungen zeigte, dass sich zwischen Spalt- und Hauptströmung am Gehäuse eine Linie bildet, an der keine Scherspannung vorhanden ist. Bei *stall*-Eintritt ist diese vor die Schaufelvorderkante gewandert, was auch durch ein analytisches Modell bekräftigt wird. Vo et al. (2008b) schlussfolgert daher, dass jegliche Maßnahme, die das Umspülen der vorderen und hinteren Schaufelkante mit Strömung der jeweiligen Nachbarnpassage verhindert, den *stall*-Eintritt verzögert und somit eine größere *stall margin* verspricht.

Neueste Untersuchungen beschreiben ein Strömungsphänomen, das der Umspülung der Schaufelvorderkante vorausgeht. In ihren experimentellen Untersuchungen finden Young et al. (2011), dass sich kurz vor *stall*-Eintritt im Schaufelspitzenbereich Niedrigdruckgebiete ausbilden, die in der betreffenden Veröffentlichung *blue holes* genannt werden. Numerisch werden diese durch Pullan et al. (2012) als Wirbel erklärt, die radial etwas tiefer im Bereich der Schaufelsaußenseite entstehen. Dies wird experimentell sowohl durch Weichert und Day (2012) als auch durch Yamada et al. (2012) bestätigt. Letzterer bezeichnet das Phänomen als *tornado-like separation vortex*.

Unabhängig von solchen Strömungsdetails besteht aber Konsens, dass die Ursache in der Beeinflussung der Schaufelspitzenströmung durch den Spaltwirbel zu suchen ist. Anhand numerischer Arbeiten zeigen Ciorciari et al. (2011), dass der Spaltmassenstrom nach *stall*-Eintritt ungehindert zunimmt. Es stellt sich daher die Frage, wie der Spaltmassenstrom selbst beeinflusst werden kann, so dass der Verdichter homogener belastet ist und somit einen größeren Arbeitsbereich besitzt. Eine Möglichkeit, die im Folgenden vorgestellt wird, ist der Einsatz von Gehäusestrukturierungen – sogenannten *casing treatments* siehe Abbildung 2.8 auf Seite 28.

2.2.4 Casing Treatments

Die Forschung an *casing treatments* ist nicht neu, sie wird allerdings durch den aufgezeigten Trend zu *tip*-kritischen Rotoren zunehmend interessanter. Bereits frühe Untersuchungen zeigen, dass *casing treatments* ein großes Potential besitzen, die Spaltströmung derart zu beeinflussen, dass der Arbeitsbereich erweitert wird. Als wichtige Grundvoraussetzung nennt bereits Greitzer et al. (1979) das Erreichen der Stabilitätsgrenze durch Strömungsphänomene im Schaufelspitzenbereich. In neueren Untersuchungen können Houghton und Day (2010) in diesem Zusammenhang nachweisen, dass die Wirkung eines *casing treatment* stark davon abhängt, ob *spike*- oder *modal-type stall inception* vorliegt. Während im ersten Fall eine signifikante Verbesserung erzielbar ist, kann auf demselben Verdichter, der durch Verstellen der Vorleiträder nun modales Versagen aufweist, kein nennenswerter Effekt beob-

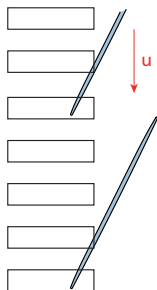
achtet werden. Der Einsatz von *casing treatments* bedeutet meist aber auch eine Verschlechterung des Wirkungsgrads, siehe *Hembera (2009)*. Dabei korreliert die Verlustzunahme in etwa proportional mit der Größe der Arbeitsbereicherweiterung, siehe beispielsweise *Rabe und Hah (2002)*. Der durch *casing treatments* eingebrachte Verlust überwiegt in diesen Fällen den positiven Effekt, der durch die Reduktion der Intensität der Spaltströmung erreicht wird.

Es stellt sich daher die Frage, wann der Einsatz von *casing treatments* tatsächlich sinnvoll erscheint. Hochbelastete Verdichter können unter Einhaltung einer Sicherheits-*stall margin* häufig nicht im Bereich optimalen Wirkungsgrads betrieben werden. Gleichzeitig muss der Verdichter bei einem niedrigeren Druckverhältnis betrieben werden, als es für die thermodynamische Gesamtauslegung berechnet wurde, siehe dazu auch Abbildung 1.5 auf Seite 8. Wird durch *casing treatments* der Arbeitsbereich erweitert, lassen sich diese Nachteile ausgleichen. Allerdings zeigt sich an dieser Stelle erneut, dass es sich dabei um eine Optimierungsaufgabe handelt, die bestenfalls bereits in der Vorauslegung Berücksichtigung findet. Zwar gibt es Parameter, die beschreiben, wie sinnvoll der Einsatz eines *casing treatment* über einem bestimmten Rotor ist [*Wilke et al. (2005)*]. Es ist aber keine grundsätzliche Abschätzung der möglichen Arbeitsbereicherweiterung bekannt. Auch die verschiedenen Arten von *casing treatments* werden nicht berücksichtigt.

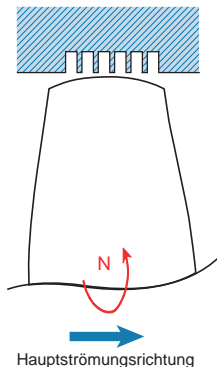
Die wichtigsten Formen von *casing treatments* sind in Abbildung 2.8 dargestellt. Es handelt sich im Wesentlichen um axiale Schlitze (*axial slots*), Umfangsnuten (*circumferential grooves*) – untersucht unter anderem durch *Müller et al. (2011)* – und extern rezirkulierende Kanäle, welche unter anderem durch *Weichert et al. (2012)* behandelt werden. Besonders wirkungsvolle Arbeitsbereicherweiterungen sind dabei durch die axialen Schlitze möglich. Ein Überblick über Gehäusestrukturierungen findet sich bei *Hathaway (2007)*.

Als grundsätzlicher Wirkmechanismus eines *casing treatment* wird die Störung des Spaltwirbels gesehen, in dem Strömung abwechselnd in die Kavitäten ein- und austritt. *Hah et al. (2012)* beschreibt dies beispielsweise mit Hilfe von *LES*-erzeugten numerischen Ergebnissen an Umfangsnuten. Dabei spielt die innere Form des *casing treatment* in Abstimmung mit dem Rotor eine bedeutende Rolle, siehe [*Hembera et al. (2008b)*]. Allerdings zeigt sich auch, dass sich der Einfluss bei unterschiedlichen Drehzahlen verändert, siehe [*Hembera et al. (2008a)*]. *Chen et al. (2010)* weist den direkten Einfluss von Umfangsnuten auf die Spaltströmung numerisch nach. Er findet durch seine Untersuchungen heraus, dass der Einsatz von Nuten dazu führt, dass der Impuls des Leckagemassenstroms verringert wird. Es existiert somit ein direkter Zusammenhang zwischen dem Impuls über die Schaufel und der Wirkung eines *casing treatment*. Durch Variation der Spaltweite mit und ohne *casing treatment* zeigt *Moore (1977)*, dass der Arbeitsbereich für Kon-

Axiale Schlitzte (axial slots)



Umfangsnuten (circumferential grooves)



Rezirkulierend (recirculating)

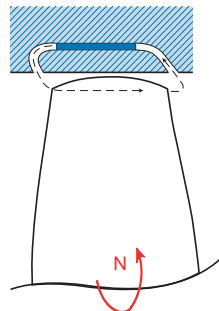


Abbildung 2.8: Verschiedene Arten von *casing treatments*, nach [Müller (2011)].

figurationen mit größerem Spalt stärker erweitert werden kann. Beide Ergebnisse zusammengenommen stellen eine Verbindung der möglichen Arbeitsbereicherweiterung mit dem Impuls des Leakagestroms her, da dieser nachweislich von der Spaltweite abhängt.

Die aufgeführten Ergebnisse werden auch durch weitere Veröffentlichungen gestützt. In seinen Experimenten untersucht *Cumpsty (1989)* ein *casing treatment* mit axialen Schlitzten, das nur den halben Umfang umfasst. Über der verbleibenden Hälfte befindet sich dagegen glattes Gehäuse. Auch in dieser Konfiguration ist es möglich, den Arbeitsbereich zu erweitern. Von größerem Interesse ist aber die Tatsache, dass sich die Verdrängungsdicke und somit die Blockage für beide Hälften voneinander unterscheiden. Auch *Crook et al. (1993)* und *Kang et al. (1995)* identifizieren Blockagereduktion als Grund für die Erweiterung des Arbeitsbereiches. Ein weiteres interessantes Detail liefern *Shabbir und Adamczyk (2005)*. Durch Einsatz von *casing treatments* mit Umfangsnuten kommt es nicht nur zu einer Reduktion von Blockage, vielmehr nimmt auch die Wachstumsrate der Blockage ab. Abhängig vom Rotordesign kann die Verminderung der Blockage am Gehäuse aber dazu führen, dass die Nabe dadurch kritisch belastet wird und es dort zu einer Verblockung durch Eckenablösung kommt, wie von *Hwang und Kang (2012)* beschrieben.

Der beschriebene Einfluss und die Beeinflussung der Blockage lassen sich auch qualitativ an Konfigurationen³ beobachten, die an der TU-Darmstadt vermessen wurden [Müller et al. (2011)]. Durch Anwendung des PIV-Verfahrens – siehe auch

³ Details werden in Kapitel 3 aufgeführt.

[Voges et al. (2008)] – liegen Geschwindigkeitsdaten in Form von MACH-Zahlen im Schaufelspitzenbereich vor, wie in Abbildung 2.9 dargestellt. Es zeigt sich, dass an der Stabilitätsgrenze der Konfiguration mit glatter Wand (NSSC) ein Geschwindigkeitsdefizit vorliegt, das durch die $Mn = 0,8$ -Isolinie zu vergleichendem Zweck eingegrenzt ist. Bei dem gleichen Massenstrom, bei dem bei glattem Gehäuse Instabilitäten auftreten, wird dieses Gebiet durch den Einsatz des *casing treatment* deutlich verkleinert. Bei *stall*-Eintritt ist es dagegen wieder auf ähnliche Größe gewachsen.

Eine ähnliche Beobachtung lässt sich aus den Ergebnissen instationärer Wanddruckdaten in Form der Standardabweichung aufzeigen, die in Abbildung A.9 im Anhang A.6 auf Seite 141 dargestellt sind. Diese Größe ist ein Maß für die Instationarität der Strömung. Am Auslegungspunkt sind erhöhte Werte nur im Bereich des Stoßes erkennbar. Für beide Konfigurationen sind sie vergleichbar niedrig. Am Betriebspunkt NSSC sind die Werte für die glatte Wand im Bereich der gesamten vorderen Passage erheblich gestiegen. Dagegen weist die Konfiguration mit Umfangsnuten gegenüber dem Auslegungspunkt, abgesehen von der veränderten Stoßlage, nur geringe Veränderungen auf. Bei Annäherungen an die Stabilitätsgrenze die-

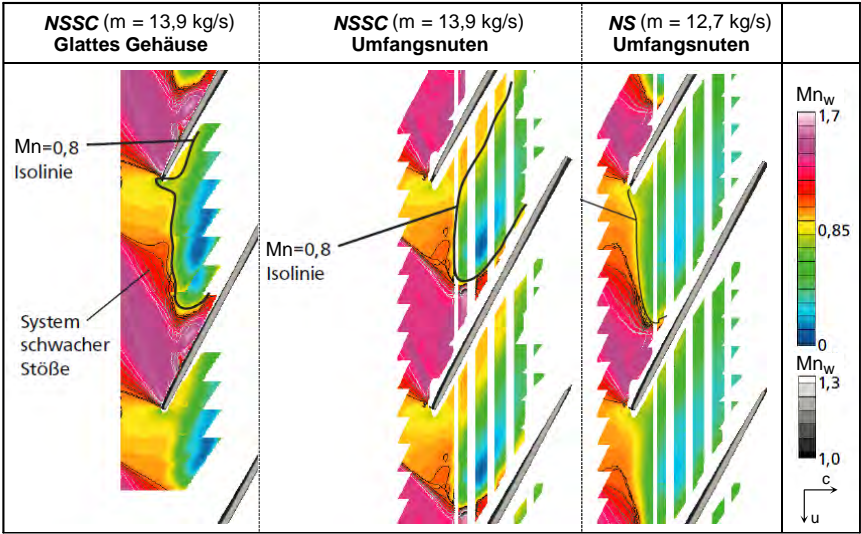


Abbildung 2.9: Geschwindigkeitsdefizit aus PIV-Messungen am Gehäuse ohne und mit *casing treatment* an verschiedenen Betriebspunkten [Müller et al. (2011)].

ser Konfiguration ändert sich dies aber wieder drastisch, und das Gebiet hoher Standardabweichungen ist größer als das der glatten Wand.

Es bestätigt sich, dass *casing treatments* die Spaltströmung direkt beeinflussen, was an der resultierenden Blockage qualitativ nachgewiesen werden kann. Aus Abbildung 2.10 geht weiterhin hervor, dass ein *casing treatment* bei Anwendung auf verschiedenen Rotoren eine unterschiedlich große Arbeitsbereichserweiterung bewirkt. Gezeigt sind die beiden Konfigurationen Rotor-1 und Rotor-4 der TU Darmstadt, die im folgenden Kapitel näher vorgestellt werden. Die Umfangsnuten bewirken auf dem überarbeiteten Design von Rotor-4 eine scheinbar geringere Verbesserung des Arbeitsbereichs als auf dem herkömmlichen von R1. Es erscheint daher interessant, durch Auswertung von Experimenten an verschiedenen *casing treatments*, Rotoren und Verdichtern den Zusammenhang zwischen Blockage und *stall margin*-Erweiterung zu untersuchen. Die Datenbank mit verschiedenen Konfigurationen, die an der TU-Darmstadt durch Müller (2011) vermessen wurden, erscheint dafür prädestiniert. Ergänzt wird sie durch Ergebnisse am transsonischen Verdichterprüfstand der *University of Notre Dame*, sowie Analytik und Numerik. Die gesamte Datenbasis und ihr Zustandekommen werden deshalb im folgenden Kapitel vorgestellt.

Bislang wurden Gehäusestrukturierungen nur in wenigen Triebwerken angewendet, wie beispielsweise dem militärischen *TP400* am *Airbus A400M* und dem *EJ200* am *Eurofighter Typhoon*. Die Entscheidung für diesen Schritt ist allerdings darin begründet, dass während der finalen Auslegungsphase dieser beiden Triebwerke kein ausreichender Arbeitsbereich erzielt werden konnte, siehe [Engel et al. (2009)]. Wenn es gelingt, *casing treatments* bereits in die Vorauslegung einzubeziehen, eröffnet dies zusätzliche Möglichkeiten. Durch die gezielte Anwendung könnten beispielsweise Verdichterstufen eingespart werden, wie Clemen et al. (2009) aufzeigt. Auf diese Weise könnten *tip*-kritische Rotoren, stabilisiert durch ein optimal angepasstes *casing treatment*, bewusst eingesetzt werden. Die Optimierungsaufgabe der Vorauslegung erhielte dadurch einen zusätzlichen Parameter (Freiheitsgrad).

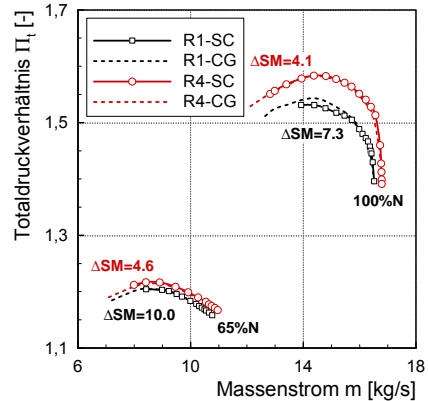


Abbildung 2.10: Einfluss eines *casing treatments* auf zwei Rotoren.

3 Datenbasis

Den in den späteren Kapiteln präsentierten Untersuchungen und Ergebnissen liegen sowohl experimentelle als auch numerische Daten zugrunde. Zusätzlich wurde ein eigenes *throughflow*-Programm geschrieben, das für analytische Zwecke genutzt wird. Es sei an dieser Stelle explizit darauf hingewiesen, dass im Rahmen dieser Arbeit keine eigenen Messungen durchgeführt wurden. Die Herkunft aller Daten wird im Folgenden an entsprechender Stelle vermerkt.

3.1 Experimentelle Datenbasis TU Darmstadt

An der TU Darmstadt existiert seit den 90er Jahren der transsonische Verdichterprüfstand. Er wurde in Zusammenarbeit mit *MTU Aero Engines* mit dem Ziel konstruiert, experimentelle Untersuchungen über viele Jahre zu ermöglichen. Die Ergebnisse dieser Experimente sollen einerseits der Validierung von numerischen Berechnungen und andererseits dem besseren Verständnis von Strömungsphänomenen in transsonischen Verdichtern dienen. Die Auslegung und der ursprüngliche Aufbau sind bei *Schulze et al. (1995)* beschrieben.

3.1.1 Aufbau des Prüfstands

Eine Übersicht über die wichtigsten Elemente des Prüfstands ist in Abbildung 3.1 zu finden. Der Verdichter wird im offenen Kreislauf betrieben, folglich wird die Luft aus der Umgebung angesaugt. Mit Hilfe von Sieben werden Schmutzpartikel gefiltert. In der Beruhigungskammer wird durch den größeren Durchmesser eine niedrigere Durchflussgeschwindigkeit erreicht und die Strömung mittels Wabengleichrichter und weiteren Sieben gleichmäßig gemacht. Durch einen *bell-mouth*-Einlauf gelangt die homogene Strömung zur Testsektion. Der Betriebspunkt, in Form von Massenstrom und Druckverhältnis, wird dabei durch eine Ringdrossel stromab vom Verdichter eingestellt, während ein Gleichstrommotor die Drehzahl konstant hält. Im Anschluss an die Drossel strömt die Luft wieder in die Umgebung aus.

Die Auslegungsparameter des Testverdichters wurden in einer Weise gewählt, dass dadurch die Frontstufe eines Hochdruckverdichters repräsentiert wird. Durch die Drehzahl von 20.000 U/min werden im Blattspitzenbereich im Relativsystem des

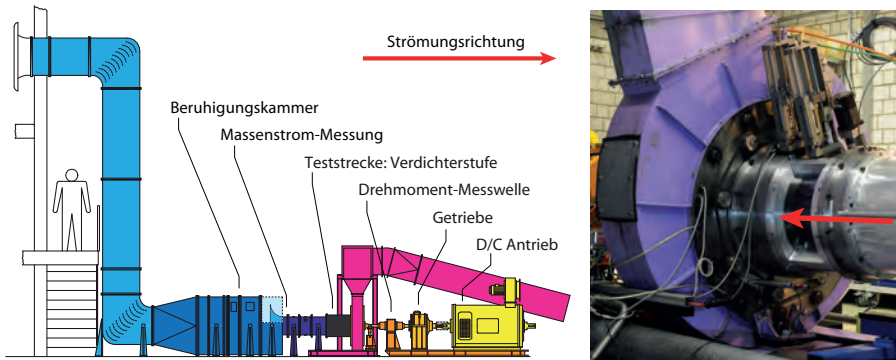


Abbildung 3.1: Skizze [Schulze (1996)] und Foto des Prüfstands TUD.

Rotors Vorstoß-MACH-Zahlen von 1,35 erreicht. Dabei wird ein Stufendruckverhältnis von knapp 1,5 aufgebaut, womit dieser Forschungsverdichter höhere Werte liefert als sie aktuell im Triebwerksbau eingesetzt werden. Sie fallen aber trotzdem moderater aus als beispielsweise bei *NASA Rotor 37* mit einem Stufendruckverhältnis von etwa 1,7. Eine Übersicht über die wichtigsten Betriebs- und Geometrieparameter ist in Tabelle 3.1 aufgeführt. Aus Gründen der Vergleichbarkeit sind bereits hier auch die des in Abschnitt 3.2 vorgestellten Prüfstands der *University of Notre Dame* (ND) mit aufgelistet.

Tabelle 3.1: Parameter der Prüfstände in Darmstadt und *Notre Dame*.

Parameter	Zeichen	TUD	ND	Einheit
Zu-/Abströmung	-	axial/axial	axial/axial	-
Nenndrehzahl	n	20.000	14.684	1/min
Red. Massenstrom	m	16,0	9,97	kg/s
Totaldruckverhältnis	Π_t	1,5	1,5	-
Rel. Zuström-MACH-Zahl	M_{n1}	1,35	1,27	-
(\emptyset) Schaufelstreckung	h/c	0,94	0,76	-
Rel. Schaufelspalt (R1/R4)	τ/c	1,7/0,8	1,4	-
Teilung (Nabe/Gehäuse)	s/c	0,53/0,83	0,76/0,82	-
Nabenverhältnis	r_i/r_o	0,51	0,77	-
Gehäusedurchmesser	r_o	0,38	0,46	m

3.1.2 Messtechnik

Zur Untersuchung des Verdichters werden verschiedene Messverfahren eingesetzt. Auf die für diese Arbeit relevanten Methoden wird im Folgenden eingegangen. Dabei handelt es sich um die Leistungsmessung und die Detailvermessung durch Sonden. Auf Laser-Messverfahren und Wanddruckmessungen wird dagegen nicht eingegangen.

Die aerodynamische Güte eines Verdichters lässt sich über das Kennfeld beschreiben, für das die Größen Totaldruckverhältnis, Massenstrom und Wirkungsgrad zu ermitteln sind. Es muss folglich die Strömung am Ein- und Austritt des Verdichters vermessen werden. Aufgrund der homogenen Zustromung ist in der Zulaufstrecke eine einzelne Messposition ausreichend – die Sonde ist redundant ausgeführt. Zusätzlich zu den Totalgrößen wird noch ein statischer Wanddruck gemessen, so dass aus diesen Eintrittsdaten der Massenstrom berechnet werden kann. Zur Einhaltung der MACH'schen Ähnlichkeit wird dieser korrigiert und auf ISA-Bedingungen bezogen, wie es in Gleichung 3.1 gezeigt ist. Dabei ist auch die Korrektur der Feuchte durch Anpassung der Gaskonstante R und des Isentropenexponenten κ berücksichtigt. In analoger Weise wird auch die Drehzahl reduziert, so dass Messergebnisse unter verschiedenen Umgebungsbedingungen vergleichbar sind.

$$m = m_{\text{red, ISA}} = m_{\text{Messung}} \cdot \frac{p_{\text{ISA}}}{p_{t,1}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa_{\text{ISA}}}{\kappa} \cdot \frac{R}{R_{\text{ISA}}} \cdot \frac{T_{t,1}}{T_{\text{ISA}}}} \quad (3.1)$$

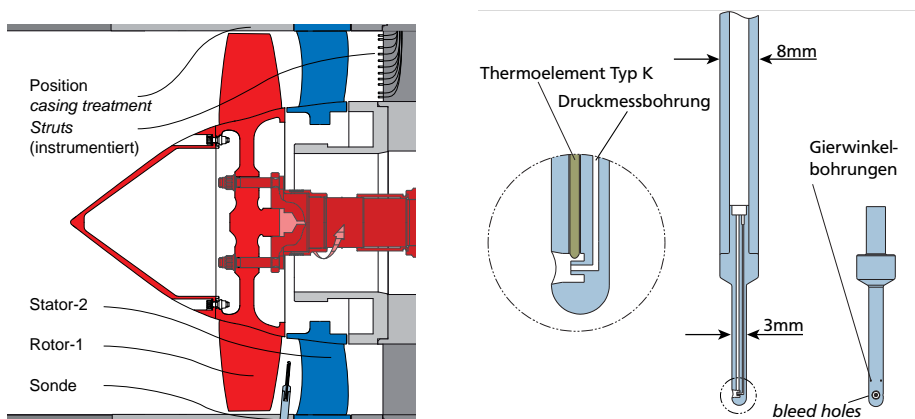


Abbildung 3.2: Detailansicht der Messstrecke und der Sonde, nach [Müller (2011)].

Die Situation am Stufenaustritt ist komplexer, da die Strömung dort bei weitem nicht mehr als homogen anzusehen ist. Folglich reicht ein einzelner Messwert am Stufenaustritt nicht aus, um die Abströmung zu charakterisieren. Deshalb sind auf den *struts* Messrechen befestigt, wie in der Schnittdarstellung der Messstrecke in Abbildung 3.2 zu sehen ist, die nach [AGARD (1990)] ausgelegt sind. Rechen für Totaldruck und -temperatur mit jeweils elf radialen Messpositionen (*i*-Richtung) sind auf verschiedenen *struts* befestigt. Um die Strömung nicht nur an einer Umfangsposition, sondern das Strömungsfeld einer ganzen Passage zu vermessen, wird der Stator schrittweise vor dem Messrechen traversiert (*j*-Richtung). Aus den Ergebnissen der Traverse muss anschließend ein integraler Wert gebildet werden. Verschiedene Mittelungsverfahren sind bei *Pianko und Wazelt (1982)* und *Cumpsty und Horlock (2006)* zu finden. Bei den später gezeigten Ergebnissen handelt es sich immer um flächen-gemittelte Werte wie in Gleichung 3.2 für das Totaldruckverhältnis gezeigt.

$$\Pi_t = \Pi_t^A = \frac{\sum_{ij} (\Pi_{t,ij} \cdot A_{ij})}{\sum_{ij} A_{ij}} \quad (3.2)$$

Bei alternativen Mittelungsverfahren wie der Massen- oder Arbeitsmittelung handelt es sich zwar um physikalisch adäquatere Verfahren. Sie erfordern aber, dass die Verteilung des Massenstroms am Stufenaustritt hochaufgelöst vorliegen muss. Die Flächenmittelung wird folglich aufgrund der geringeren Anzahl an Eingangsgrößen als das zuverlässigste Verfahren mit dem geringsten Messfehler angesehen, ohne dass Aussagekraft verloren geht. Da zusätzlich im Wesentlichen die Veränderungen zwischen Konfigurationen gezeigt werden sollen, werden alle Ergebnisse mit dem gleichen Verfahren ermittelt; weitere Informationen finden sich in Anhang A.1.5. Eine Ausnahme bildet die Untersuchung der Steigung von Kennlinien in Abschnitt 5.3.

Für die Messung des Wirkungsgrads bestehen zwei Möglichkeiten. Dies gilt unabhängig davon, ob der isentrope oder polytrope Wirkungsgrad benutzt wird. Im vorliegenden Fall wird der Historie am Prüfstand gefolgt und der isentrope Wirkungsgrad ermittelt, obwohl die strömungstechnische Qualität einer Stufe besser durch den polytrophen Wirkungsgrad beschrieben wird. Aufgrund der für axiale Verdichter zwar hohen, aber insgesamt moderaten Druckverhältnisse unterscheiden sich beide Größen nicht signifikant voneinander. Die Bestimmung erfolgt entweder über die Daten der im Antriebsstrang integrierten Drehmoment-Messwelle oder über die Auswertung der Leistung der Abströmung. Beide Leistungszahlen unterscheiden sich durch die Lagerreibung, die in den Werten der Drehmoment-Messwelle zusätzlich enthalten ist. Diese bietet dagegen den Vorteil, dass nur für einen Wert Messungenauigkeit besteht. Beim Vergleich beider Methoden ergeben sich erneut nur geringe Unterschiede, so dass der Wirkungsgrad, siehe Gleichung 3.3, mit Hilfe

der gemessenen Werte der Drehmoment-Messwelle gebildet wird [Schulze (1996)]. Eine Ausnahme bildet erneut die Untersuchung der Kennlinien in Abschnitt 5.3.

$$\eta_{is} = \frac{m \cdot c_p \cdot T_{t,1}}{P_{DMM}} \cdot \left[\left(\Pi_t \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (3.3)$$

Auf die beschriebene Weise ist es möglich, die Strömung der gesamten Stufe integral zu charakterisieren. Gerade in Bezug auf die Schaufelspitzenströmung sind aber zusätzliche Informationen nötig, mit der sich die Strömungsvorgänge besser interpretieren lassen. Zu diesem Zweck wird eine Sonde benutzt, um damit die Strömung hinter dem Rotor zu vermessen, wie in Abbildung 3.2 dargestellt ist. Zunächst wird durch die Gierwinkelbohrungen der Strömungswinkel gemessen, zu dem die Sonde im nächsten Schritt ausgerichtet wird. Durch den radialen Versatz zwischen den Bohrungen und der Messposition bedeutet dies einen erhöhten Messaufwand. Hinter dem Rotor erreicht den Sondenkopf ein instationäres Strömungsfeld, weshalb an einer Position mehrere Messungen vorgenommen werden. Um auch den Potentialeffekt des Stators stromauf auszugleichen, wird die Messung an vier Umfangspositionen durchgeführt und die Ergebnisse massengemittelt.¹ In der Ebene hinter dem Rotor sind dadurch die Strömungsgrößen auf radialen Profilen bekannt, welche insbesondere für die Bestimmung der Blockage benötigt werden.

Detaillierte Informationen zur Messtechnik finden sich beispielsweise bei Biela (2012) oder Müller *et al.* (2011). Es sei abschließend noch kurz auf die Messgenauigkeit eingegangen, die in Tabelle 3.2 für verschiedene Betriebspunkte in Form des systematischen und statistischen Fehlers aufgelistet ist. Es zeigt sich, dass die Fehler niedrig sind und vor allem zum Betriebspunkt nahe der Stabilitätsgrenze nicht zunehmen.

Tabelle 3.2: Größenordnung des systematischen ν und statistischen Fehlers ϵ in Prozent; für die Basisgrößen Massenstrom, Totaldruckverhältnis und is. Wirkungsgrad bei drei Betriebspunkten bei 100 % Drehzahl [Biela (2012)]

Betriebspunkt	Massenstrom m		Druckverhältnis Π_t		is. Wirkungsgrad η_{is}	
	ν	ϵ	ν	ϵ	ν	ϵ
NC	0,30	0,25	0,25	0,10	0,67	0,77
PE	0,25	0,12	0,28	0,10	0,69	0,75
NS	0,25	0,12	0,27	0,10	0,66	0,69

¹ An jeder Messposition wird der statische Druck gemessen.

3.1.3 Konfigurationen

Der transsonische Verdichter ist variabel aufgebaut, so dass es ohne Schwierigkeiten möglich ist, einzelne Komponenten auszutauschen. Das gilt insbesondere für die Beschaukelung oder den Gehäusering. Auf diese Weise können verschiedene Konfigurationen unter sonst identischen Bedingungen vermessen werden, wodurch die Ergebnisse miteinander vergleichbar sind. Seit der Inbetriebnahme wurden verschiedene Beschaukelungen und Gehäusearten ausgelegt und vermessen, wobei jede neue Beschaukelung fortlaufend nummeriert ist.

Das Ursprungsdesign in Form von Rotor-1/Stator-1 und glattem Gehäuse stellt eine konventionelle Transsonikbeschaukelung dar. Im Nabebereich besitzt das Profil eine geometrische Umlenkung von knapp 30° , im Schaufelspitzenbereich reduziert sich dies dagegen auf etwa 3° . Die Schaufel ist integral aus einem Bauteil (*blisk*-Bauweise) gefertigt und ohne zusätzliche dreidimensionale Elemente radial aufgefädelt. Die aerodynamische Untersuchung zeigt, dass die angestrebten Leistungsdaten in Bezug auf Totaldruckverhältnis und Massenstrom erfüllt werden, siehe [Schulze et al. (1995)]. Es handelt sich um einen *tip*-kritischen Rotor, der stark durch die Strömung im Schaufelspitzenbereich geprägt ist. Bis heute wird der Rotor – der für CFD-Validierung häufig als offener Testfall fungiert – für Experimente verwendet und dient in den folgenden Untersuchungen als Basis für Vergleiche.

In experimentellen wie numerischen Untersuchungen wurde für Stator-1 nachgewiesen, dass die Strömung stark durch eine Eckenablösung an den Endwänden gekennzeichnet ist, siehe [Hergt et al. (2008)] und [Reising und Schiffer (2009)]. Dies war der Grund für eine Überarbeitung, aus der Stator-2 resultiert. Durch dreidi-

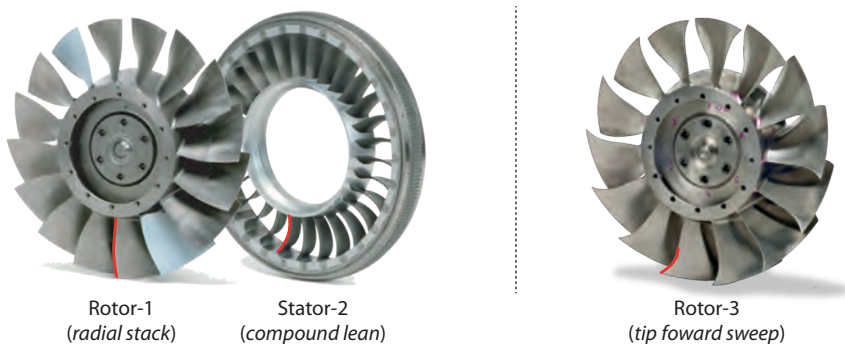


Abbildung 3.3: Rotor-1, Stator-2 und Rotor-3.

mensionale Gestaltungselemente – hauptsächlich bogenförmige Neigung (*compound lean* oder *bow*), beispielsweise untersucht durch Gümmer et al. (2001) – kann die Auswirkung der Querkanalströmung deutlich reduziert werden. Als Folge verbessern sich der Wirkungsgrad der Stufe und das Totaldruckverhältnis geringfügig, während der Arbeitsbereich nahezu unverändert bleibt, siehe Anhang A.3. Bei Müller (2011) gilt die Kombination aus Rotor-1 und Stator-2 als Basiskonfiguration, was für die vorliegende Arbeit übernommen wurde.

Um die Schaufelspitzenströmung einer neuen Konfiguration positiv zu beeinflussen, wurde die Pfeilung (*sweep*) der Gehäuseschnitte angewendet, wie sie bei Wadia et al. (1998) beschrieben ist. Während der Auslegung von Rotor-2 wur-

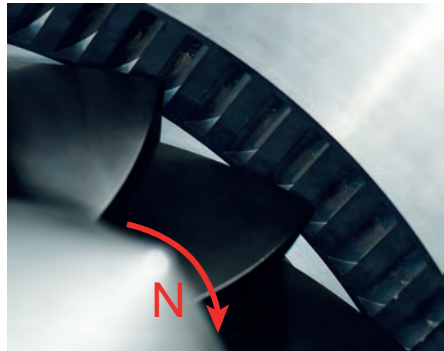
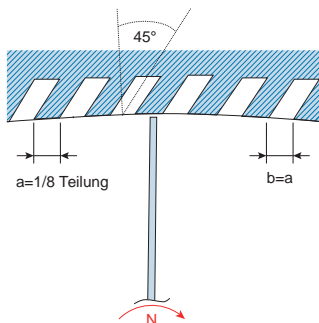
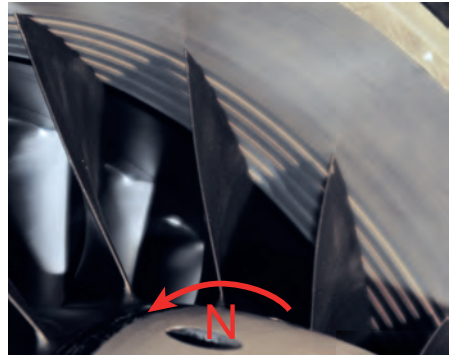
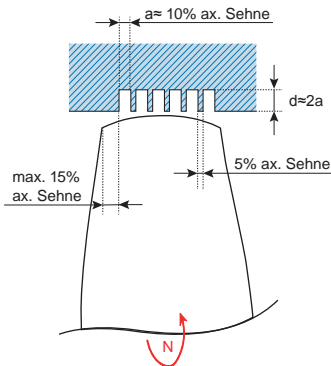


Abbildung 3.4: Skizze und Anwendung von *casing treatments* am TSV mit Umfangsnuten und axialen Schlitten, nach [Müller (2011)].

den daher die Schaufelprofile nach hinten verlagert (*aft-sweep*), um die Stoßlage zu verschieben. Dieses Konzept ist allerdings deutlich nachteilig, da die oberen Schaufelprofile dadurch höher belastet werden, was die Spaltströmung zusätzlich intensiviert. Folglich zeigten Messungen einen im Vergleich zu Rotor-1 verkleinerten Arbeitsbereich [Blaha (2000)].

Entsprechend wurde die Schaufel der folgenden Konfiguration Rotor-3 am Gehäuse entgegen der Strömung nach vorne gepfeilt (*forward sweep*). Es entsteht der gegenteilige Effekt des *aft-sweep*, indem die Schaufelprofile am Gehäuse entlastet werden. Zum Gehäuse hin muss der radiale Druckgradient näherungsweise Null sein, da ansonsten Fluid in die Wand fließen müsste. Das wird als Grund gesehen, dass den gehäusenahen Schnitten das Belastungsprofil der darunter liegenden aufgezungen wird. Auf diese Weise rutscht das Druckminimum am Gehäuseprofil weiter nach hinten, siehe hierzu [Denton und Xu (1999)]. Aufgrund des vielversprechenden Konzepts wurde im Fall von Rotor-3 eine weitere Änderung eingeführt: Da die Spaltströmung durch die Pfeilung geringer wird, wurde die Schaufelanzahl verringert, was die Belastung wieder erhöht. Rotor-3 besitzt folglich ein geringeres Gewicht, konnte in Experimenten aber dennoch einen größeren Arbeitsbereich als Rotor-1 erzielen [Kablitze (2003)]. Mit Hilfe von *Laser-2-Focus*-Messungen (L2F) zeigte Bergner et al. (2005b), dass das Geschwindigkeitsdefizit am Gehäuse tatsächlich reduziert ist, was bedeutet, dass die Spaltströmung geschwächt ist.

Aufgrund seiner starken Pfeilung stellt Rotor-3 eine besondere mechanische Herausforderung dar. Bei der Auslegung von Rotor-4 wurde deshalb eine moderate Vorwärts-Pfeilung angewendet und außerdem die gleiche Schaufelzahl wie bei Rotor-1 gewählt. Verglichen zu diesem wurde infolge der Pfeilung nur die Profilierung am Gehäuse angepasst und zusätzlich der Schaufelspalt halbiert. Somit stellt Rotor-4 eine am Gehäuse überarbeitete Version von Rotor-1 dar. Diese Tatsache macht beide Rotoren sehr interessant in Bezug auf *casing treatment*-Untersuchungen. Auf diese Weise lässt sich feststellen, wie sich die Wirkung eines *casing treatment* auf das Basisdesign von der Wirkung auf das überarbeitete unterscheidet. Als weiterer Vorteil ist zu erwähnen, dass für beide Konfigurationen eine vergleichbare Menge an detaillierten Messdaten vorliegt. Rotor-1 und -4 jeweils in Kombination mit Stator-2 stellen daher die Konfigurationen dar, die im Weiteren untersucht werden.

An der TU Darmstadt wurden unter anderem durch Müller et al. (2011) verschiedene *casing treatments* vermessen. Im Rahmen dieser Untersuchungen wurden Parameterstudien durchgeführt, um eine maximale Arbeitsbereicherweiterung zu erzielen. Die Parameter dieser Konfigurationen mit Umfangsnuten und axialen Schlitzen sind in den Zeichnungen in Abbildung 3.4 dargestellt. Zusätzlich ist die jeweilige reale Anwendung über Rotor-1 zu sehen. Die erfolgreiche Arbeitsbereicherweiterung durch *casing treatments* auf Rotor-1 und -4 bekräftigt zusätzlich

die Art des *stall*-Eintritts. *Bergner und Hennecke (2003)* sowie *Müller et al. (2011)* zeigen anhand von instationären Gehäusedruckmessungen, dass es sich in beiden Fällen um *spike-type stall inception* handeln muss. Nach *Houghton und Day (2010)* wirken *casing treatments* nur auf solchen Rotoren.

Um abschließend Vergleichskonfigurationen mit anderer Auslegungsphilosophie in die Betrachtung einfließen lassen zu können, wurden in Zusammenarbeit mit der *University of Notre Dame* zusätzlich die Daten des dortigen transsonischen Verdichters (*ND-TAC*) für die Untersuchung in Kapitel 6 ausgewertet und analysiert. Eine zusammenfassende Übersicht und die jeweilige Nomenklatur der im Detail untersuchten Konfigurationen ist in Tabelle 3.3 aufgelistet. Im Folgenden wird weiterhin ein kurzer Überblick über den Prüfstand in *Notre Dame* gegeben.

Tabelle 3.3: Liste der experimentellen Datenbasis.

Konfig.	Beschreibung	Literatur
R1	TUD Rotor-1/Stator-2	<i>Bergner (2006)</i>
R4	wie R1-SC + überarbeitete Schaufelspitze	<i>Müller (2011)</i>
ND	ND-TAC stage 04	<i>Bennington et al. (2010)</i>
NDIGV	ND-TAC stage 01	<i>Cameron et al. (2006)</i>
-SC	<i>Smooth Casing</i>	-
-CG	<i>Circumferential Grooves</i>	<i>Müller et al. (2007)</i>
-AS	<i>Axial Slots</i>	<i>Müller et al. (2011)</i>

3.2 Experimentelle Datenbasis der *University of Notre Dame*

Der transsonische Prüfstand an der *University of Notre Dame* wird seit etwas weniger als einem Jahrzehnt betrieben. Die Auslegung und Basisparameter sowie Ergebnisse der Inbetriebnahmemessungen sind in [*Cameron et al. (2006)*] aufgeführt. Der Verdichter besteht in der Basiskonfiguration (ND) aus einer einzelnen Stufe. Während der Auslegung wurde besonderer Wert auf ein möglichst *tip*-kritisches Betriebsverhalten gelegt. Zu diesem Zweck wurde die Nabe stärker kontrahiert, um eine Eckenablösung zu verhindern. In weiteren Untersuchungen konnte *Cameron (2007)* dies bestätigen, indem er mit einer neuen Methode *spike-type stall inception* nachgewiesen hat.

Auch in weiteren Punkten sind sich beide Testanlagen ähnlich. Trotz der geringeren Drehzahl ergeben sich aufgrund des größeren Außendurchmessers nur wenig verminderte Vorstoß-MACH-Zahlen verglichen zum Prüfstand der TU Darmstadt – an

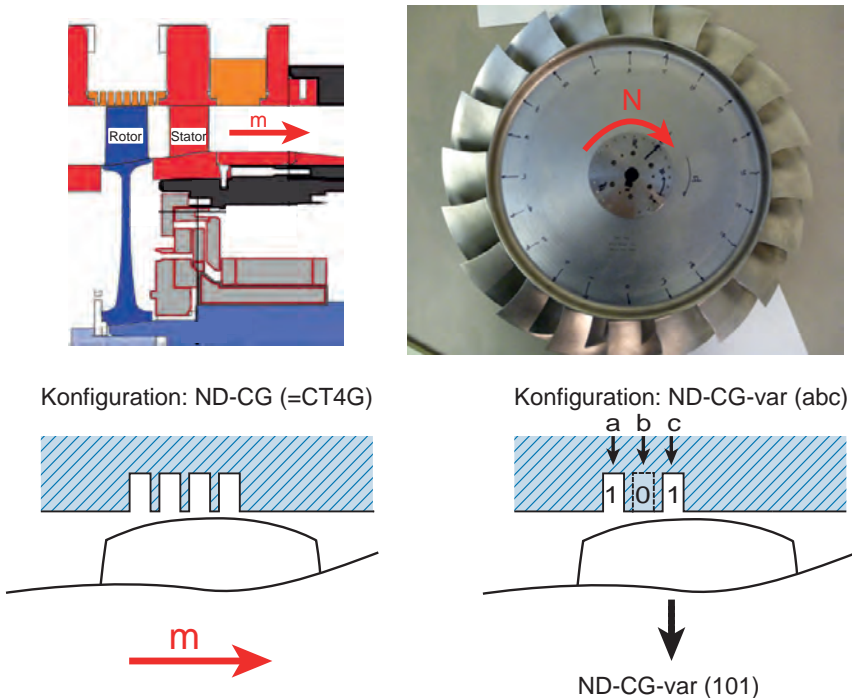


Abbildung 3.5: Skizze und Foto des Prüfstands ND sowie Skizze der untersuchten *casing treatment*-Konfigurationen.

dieser Stelle sei auf die Basisparameter in Tabelle 3.1 verwiesen. Zusätzlich wird ein vergleichbares Druckverhältnis erreicht. Ein wesentlicher Unterschied in der Auslegung besteht dagegen in der Schaufelstreckung. Im Vergleich zur Höhe besitzt die ND-Konfiguration eine deutlich längere Profilsehne, auch *wide-chord* genannt. Dies lässt sich auch in Abbildung 3.5 erkennen. Das größere Nabenverhältnis hat einerseits zur Folge, dass ein geringerer Massenstrom gefördert wird, und andererseits befindet sich ein größerer Teil der Schaufel im transsonischen Regime. Folglich weist die Schaufel auf der gesamten Höhe eine geringe geometrische Umlenkung auf. Aufgrund der Unterschiede in der Auslegungsphilosophie eignet sich der ND-Prüfstand besonders dazu, ihn für vergleichende Zwecke heranzuziehen.

In der Vergangenheit wurden zusätzlich *casing treatments* mit Umfangsnuten untersucht, bislang aber keine Ergebnisse veröffentlicht. In Kapitel 6 werden Daten

dieser Messungen gezeigt, wobei bereits erwähnt sei, dass die untersuchten Gehäusestrukturierungen eine beträchtliche Verbesserung des Arbeitsbereichs ermöglichen. Auch in diesem Fall wurde eine Parameterstudie durchgeführt, um das in Bezug auf die Arbeitsbereicherweiterung wirksamste *casing treatment* zu finden. Dieses (ND-CG) ist in Abbildung 3.5 skizziert. Zusätzlich wird im Rahmen dieser Studie ein weiteres, sehr ähnliches *casing treatment* gezeigt, dessen Nuten wahlweise geöffnet und geschlossen werden können. Auf diese Weise kann die Wirkung verschiedener Kombinationen überprüft und bewertet werden. Die Nomenklatur ist auch in Abbildung 3.5 dargestellt.

Die vorgestellte einstufige Konfiguration kann zusätzlich noch mit einem Vorleitrad (*inlet guide vane*) ausgestattet werden (ND-IGV). Damit wird die Inzidenz des Rotors erhöht, wodurch die Profilschnitte im Gehäusebereich aerodynamisch noch zusätzlich belastet werden.

3.3 Analytische Datenbasis

Zusätzlich zu den experimentellen Daten wird später auf Ergebnisse eines analytischen Verdichtermodells zurückgegriffen werden. Dieses wird im Folgenden vorgestellt und anhand einer weiteren TSV-Konfiguration validiert. Abschließend werden Modellerweiterungen vorgestellt, die für die weitere Untersuchung von Bedeutung sein werden.

3.3.1 Ideales Verdichtermodell

Das im Rahmen dieser Arbeit benutzte analytische Modell eines transsonischen Verdichters wurde bereits in verkürzter Form durch *Pixberg und Schiffer (2011)* vorgestellt. Das Ziel der Programmierung und eine Übersicht über den Ablauf soll im Folgenden dargelegt werden.

Im Wesentlichen handelt es sich um ein Programm zur Durchführung von 1D-Mittelschnitts- (*meanline*) oder in der erweiterten Form von 2D-Durchflussrechnungen (*throughflow*), wie sie auch in der Vorauslegung beispielsweise bei *Rolls-Royce* verwendet werden. Die eigene Programmierung ermöglicht die Definition von Schnittstellen, die für spätere Untersuchungen von Nutzen sind.

Die Berechnung der Strömung auf dem mittleren Strömungsradius stellt das Kernstück des Programms dar, das somit im sogenannten Analysemodus betrieben wird. In diesem werden die Geometrieparameter vorgegeben und die Größen der Aero- und Thermodynamik berechnet. Dagegen wird im Auslegungsmodus, beispielsweise für ein gefordertes Druckverhältnis, die Geometrie in Form der Schaufelwinkel ermittelt. In Schritt (1) des Programmablaufs, der in der Struktur in Abbildung 3.7

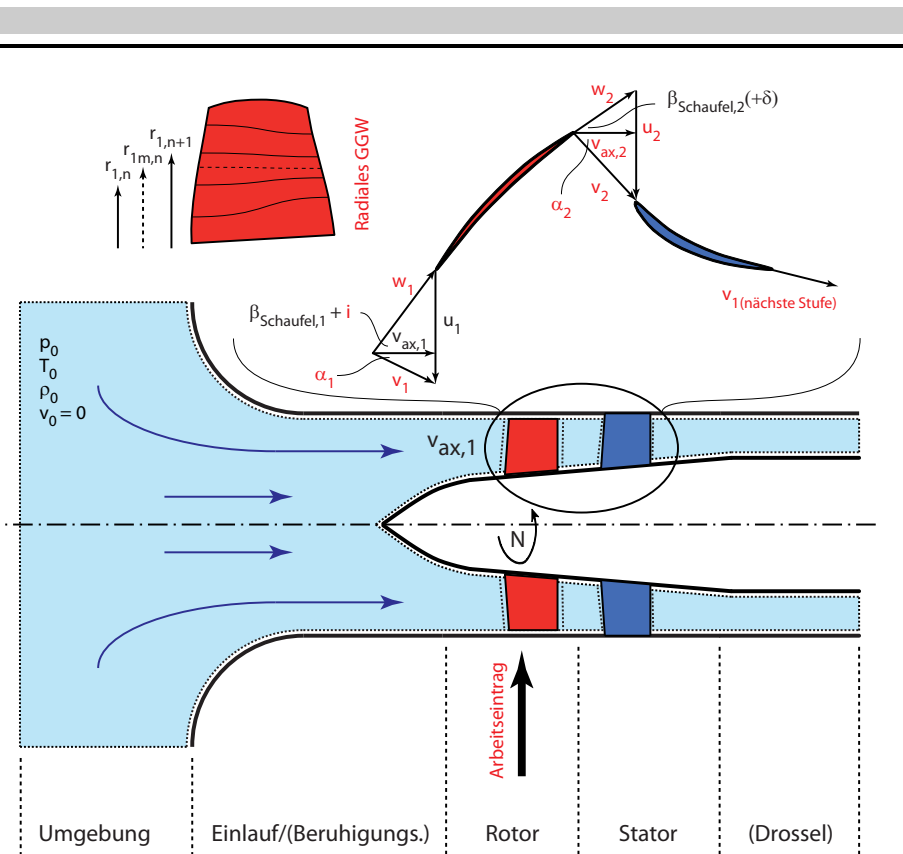


Abbildung 3.6: Skizze des analytischen Verdichters.

dargestellt ist, werden daher die Kanalgeometrie und die für den Mittelschnitt repräsentativen Schaufelwinkel definiert. Die bei Programmstart bekannten Parameter sind in der Skizze der Berechnungsdomäne in Abbildung 3.6 in schwarz aufgeführt. Rot markierte Größen müssen dagegen durch das Programm berechnet werden. Als Startvorgabe wird der Betriebspunkt in Form der axialen Geschwindigkeit am Stufeneintritt festgelegt (2). Da auch die Umgebungsbedingungen bekannt sind, lässt sich auf diese Weise die Strömung durch den Einlauf bestimmen (3). Als Ergebnis liegen die thermodynamischen Größen wie Druck, Temperatur und Dichte am Verdichtereintritt vor. Die Aerodynamik (Strömungswinkel und Geschwindigkeit) am Eintritt lässt sich über einfache trigonometrische Beziehungen lösen (5). Die Formelzusammenhänge, die dem Programm zugrunde liegen, sind in Anhang A.1.1 aufgeführt.

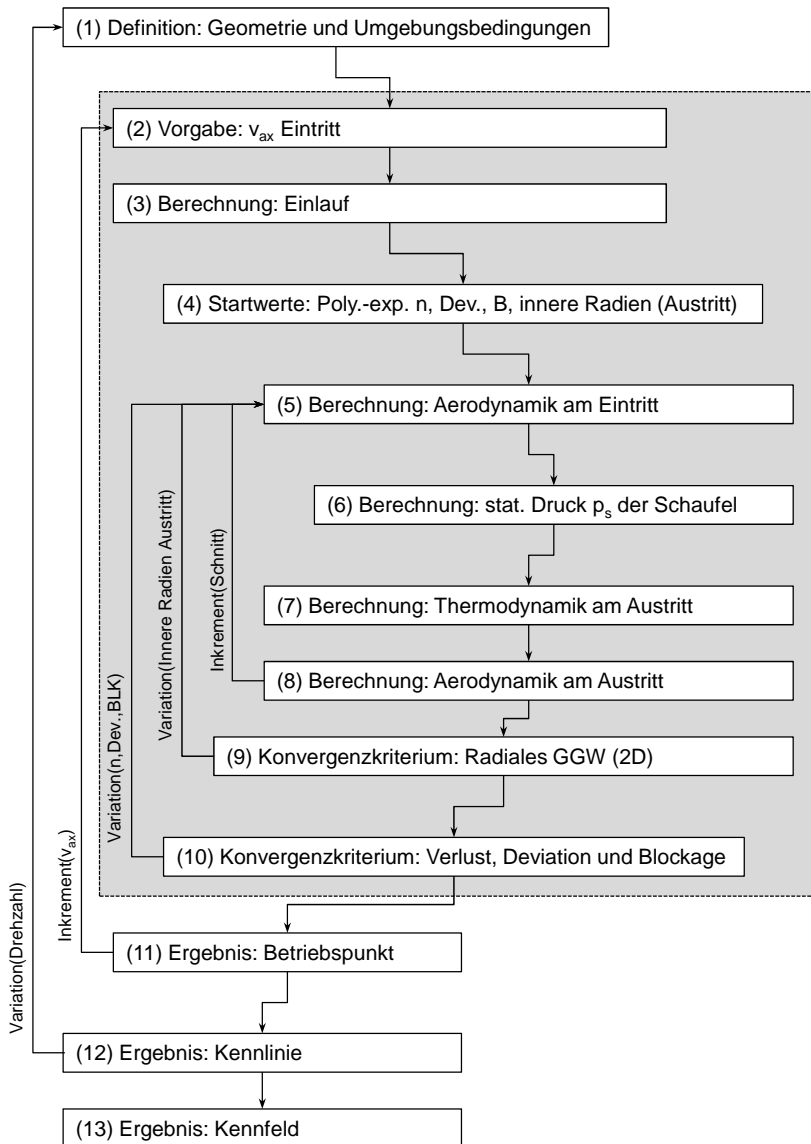


Abbildung 3.7: Funktionale Gliederung des Programms.

Im Basismodell wird (4) übersprungen, da es sich um einen idealen Verdichter ohne Verluste, Deviation und Blockage handelt. Einzig die Verlustquelle des Passagenstoßes kann nicht ausgeschlossen werden, da der Stoß zur genaueren Modellierung der transsonischen Strömung nicht vernachlässigt werden darf. In einem vereinfachten Modell wird die Verzögerung durch den Stoß mit Hilfe der thermodynamischen Stoßbeziehungen und der relativen MACH-Zahl am Eintritt berechnet. Durch die Vereinfachung in Form der Nichtberücksichtigung der Beschleunigung der PRANDTL-MEYER-Expansion wird die Stoßstärke allerdings unterbewertet.

Die Verbindung zwischen Ein- und Austritt der Stufe wird über die Bestimmung des statischen Schaufeldruckverhältnisses hergestellt. Mit Hilfe der Erhaltungsgleichungen, thermodynamischer Zustandsänderung und der idealen Gasgleichung lässt sich dieses nur in Abhängigkeit von Eintrittsgrößen und der Austrittsgeometrie ausdrücken. Die iterativ zu lösende Beziehung ist in Gleichung 3.4 aufgeführt. Eine Übersicht der Herleitung findet sich im Anhang A.1.2.

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + \frac{v_{ax,1}^2}{2 \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \cos^2 \beta_2} \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{-\frac{2}{\kappa}} = 1 + \frac{v_{ax,1} + (u_1 - \tan \alpha_1 \cdot v_{ax,1})^2 + (u_2^2 - u_1^2)}{2 \cdot c_p \cdot T_1} \quad (3.4)$$

Über den statischen Druck am Schaufelaustritt werden mit Hilfe der Formeln der isentropen Zustandsänderungen die thermodynamischen Größen berechnet (7). Die Massenerhaltung stellt im Anschluss das Bindeglied zu den aerodynamischen Größen dar. Mit Kenntnis dieser Größen ist es abschließend möglich, Parameter wie den Leistungseintrag zu bestimmen (8).

Für weitere Schaufelreihen wird die beschriebene Programmstruktur erneut durchlaufen, wobei die berechnete Abströmung die Zuströmung der nächsten Schaufel darstellt.² Dabei können auch verstellbare Vorleiträder (*variable IGV*) berücksichtigt werden. Auf diese Weise lassen sich die aero- und thermodynamischen Größen am Ein- und Austritt jeder Stufe ermitteln. Da die axiale Geschwindigkeit vor der ersten Stufe frei vorgegeben ist, kann der Betriebspunkt variiert werden (11). Aufgrund der idealen Natur des Modells lassen sich auch kleinste Massenströme berechnen. Deshalb wird die axiale Geschwindigkeit von sehr kleinen Werten über eine feste Schrittweite erhöht, bis die Kurve des statischen Druckverhältnisses über den Massenstrom aus Gleichung 3.4 senkrecht ist, siehe Abbildung A.2 in Anhang A.1.2. Die Drehzahl kann ebenfalls variiert werden (12), so dass mit einer Anzahl an Drehzahllinien ein ganzes Kennfeld ausgegeben werden kann (13).

² In Anhang A.1.3 wird auf Drallströmung bei Radienänderung zwischen Schaufeln eingegangen.

Die Erweiterung des analytischen Verdichtermodells auf zwei Dimensionen erfolgt aufbauend auf Basis der 1D-Mittenschnittrechnung. Der Verdichter wird, wie in Abbildung 3.6 dargestellt, radial in Strömungssektionen unterteilt. Die Anzahl der Sektionen ist durch den Benutzer genauso frei wählbar wie es die (initialen) Radien am Ein- und Austritt sind.³ Die genaue Geometrie muss an Stützstellen vorgegeben werden, steht im Programm aber durch *spline*-Interpolation an beliebigen Radien zur Verfügung. Jede Sektion wird zunächst als ein eigener Verdichter behandelt, für den die Schritte (2) - (8) wie bei der Mittenschnittrechnung ausgeführt werden. Liegen die Ergebnisse für alle Sektionen vor, wird das einfache radiale Gleichgewicht⁴, basierend auf Gleichung 3.5 aus *Bohl und Elmendorf (2005)*, geprüft und die Austrittsradien bis zu Erfüllung eines Konvergenzkriteriums iterativ angepasst (9). Für integrale Stufenkenngrößen werden die errechneten radialen Profile flächengemittelt, wobei weitere Mittelungsverfahren implementiert sind, siehe erneut Anhang A.1.5.

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{c_u^2}{r} \quad (3.5)$$

³ Für die späteren analytischen Ergebnisse werden vier Sektionen verwendet.

⁴ Die Implementierung wird in Anhang A.1.4 (GGW) beschrieben.

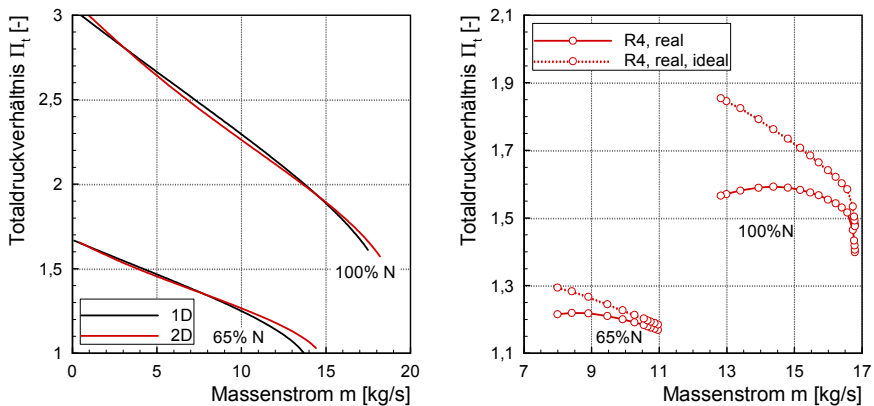


Abbildung 3.8: Vergleich 1D- gegen 2D-Modell, ideales Totaldruckverhältnis für R4.

Ein Ergebniskennfeld für die R1-Geometrie ist in Abbildung 3.8 (links) sowohl für den 1D- wie den 2D-Fall gezeigt. Entsprechend den Experimenten wurden die 65 %- und 100 %-Kennlinien gewählt, wodurch neben der Nenndrehzahl eine Drehzahl vorhanden ist, in der der Rotor rein subsonisch operiert. Über weite Teile des Kennfeldes, abgesehen vom Bereich nahe der Sperrgrenze, ergibt sich für beide Kurven ein sehr ähnlicher Verlauf, was noch stärker für den subsonischen Fall gültig ist. Da im 2D-Modell radial mehr Informationen vorliegen, wird der (radiale) Übergang zwischen subsonisch arbeitender Beschaukelung im Nabenbereich und transsonischer genauer aufgelöst. Dies ist der Grund für die Unterschiede zwischen dem 1D- und 2D-Modell gerade für die transsonische Kennlinie. Für die Unterschiede an der Sperrgrenze scheinen ebenfalls radiale Effekte verantwortlich, da sich die Größen der einzelnen Stromflächen am Austritt aufgrund des radialen GGWs verändern, siehe Abbildung A.4 in Anhang A.1.4. Dies kann durch das 1D-Modell nicht abgebildet werden. Da sich zusätzlich die Berechnungsdauer bei Anwendung des 2D-Modells nicht dramatisch erhöht, wird dieses im Folgenden benutzt.

Anhand des Kennfeldes kann eine weitere Beobachtung aufgezeigt werden. Für den analytischen idealen Verdichter steigt das Totaldruckverhältnis zu kleineren Massenströmen etwa linear an, was mit Untersuchungen mit Hilfe einer idealen Belastungszahl Ψ_{ideal} beispielsweise durch *Karstadt und Pelz (2012)* übereinstimmt. Folglich ist das Abflachen einer solchen realen Kennlinie vor allem auf Effekte zurückzuführen, die wie Verluste, Blockage und Deviation im Modell ausgeschlossen sind. Es ist daher von Interesse, die analytisch gerechneten Kurven gegen real gemessene Kurven zu vergleichen. Dies wird im folgenden Abschnitt aus Validierungsgründen durchgeführt.

3.3.2 Validierung

Der direkte Vergleich der Ergebnisse des analytischen Modells mit experimentellen Daten erscheint aufgrund der idealen Natur des Modells wenig sinnvoll. Um die Daten miteinander zu vergleichen und das Modell zu validieren, werden die experimentellen Werte des Druckverhältnisses Π_t wie bei *Suder (1998)* um die Verluste zu einem idealisierten Verhältnis $\Pi_{t,id}$ korrigiert.⁵ Dies geschieht, indem der Wirkungsgrad in Gleichung 3.3 gleich eins gesetzt und diese nach dem Druckverhältnis umgestellt wird, siehe Gleichung 3.6. Auf diese Weise wird das Druckverhältnis berechnet, das bei der eingebrachten Leistung in einem idealen Verdichter ohne Verluste erreichbar wäre. Somit handelt es sich gleichzeitig um die isentrope Umrechnung des Totaltemperaturverhältnisses in das Totaldruckverhältnis. Das gleiche

⁵ Falls nötig, werden experimentelle und analytische Ergebnisse im Index zusätzlich durch *real* und *theoretisch* unterschieden.

Verfahren muss auch auf die Ergebnisse des Verdichtermodells angewendet werden, um diese um die Stoßverluste zu bereinigen.

$$\Pi_{t,id} = \left(\frac{P_{DMM} \cdot (\eta_{is} = 1)}{m \cdot c_p \cdot T_{t,1}} + 1 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = \Theta_t^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3.6)$$

Die Anwendung der Korrektur ist in Abbildung 3.8 (rechts) für die gemessene 100 %-Kurve von R4 gezeigt. Aufgrund des Überrollens (*roll-over* oder *turn-over*) der Kurve ist diese Konfiguration besonders geeignet. Wie bei der EULER-Gleichung ergibt sich durch die Korrektur ein näherungsweise linearer Verlauf, in dem kein Überrollen mehr erkennbar ist.

Zur Validierung stehen mehrere Konfigurationen zur Verfügung. Der Vergleich mit R1, R4 und der ND-Konfiguration wird in Kapitel 5 gezeigt. An dieser Stelle wird stattdessen auf die erste Konfiguration am TSV eingegangen, die mit variablem Vorleitrad ausgestattet ist und dadurch mehr Kennlinien zum Vergleich bietet.⁶

⁶ In Anhang A.1.6 findet sich ein weiterer Validierungsfall.

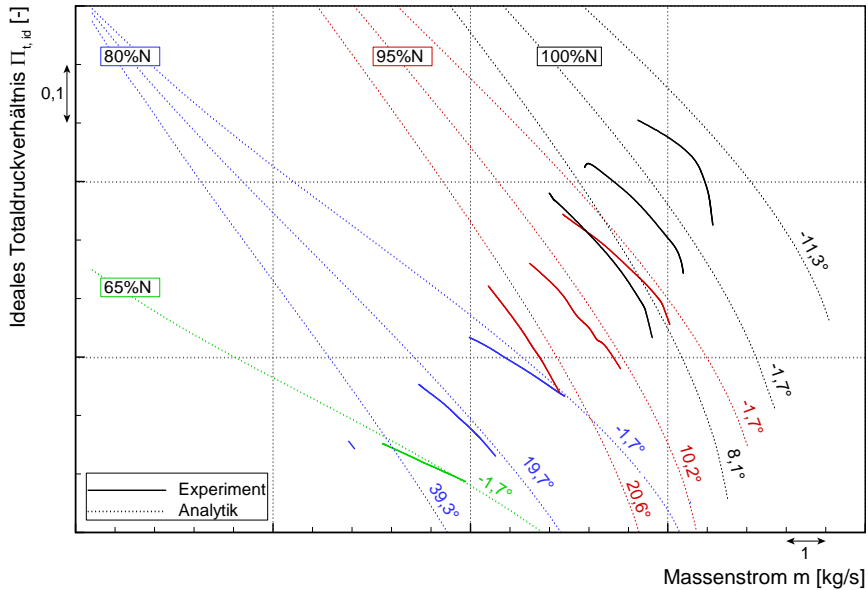


Abbildung 3.9: Validierung des Modells einer transsonischen Konfiguration mit IGV, angegeben sind die jeweiligen IGV-Stellungen.

Die untersuchte Stufe unterscheidet sich in der Auslegungsphilosophie von den bereits vorgestellten Konfigurationen, was bei [Biela (2012)] nachgelesen werden kann. Der Vergleich ist in Abbildung 3.9 dargestellt. Zweierlei Feststellungen können daraus abgeleitet werden. Der grundsätzliche Effekt von Änderungen der Drehzahl oder des Vorleitrads werden komplett erfasst. Dagegen differieren die Absolutwerte und Steigungen. Allerdings kann dabei festgestellt werden, dass die Absolutwerte des analytischen Modells jeweils höher, die Steigungen dagegen niedriger liegen. Auf dieses Verhalten wird in Kapitel 5 näher eingegangen. Zu diesem Zweck sollen im folgenden Abschnitt Modellerweiterungen eingeführt werden.

3.3.3 Modellerweiterung

Das bislang vorgestellte Modell beinhaltet weder Verluste noch Blockage oder Deviation. Die experimentellen Ergebnisse können deshalb mit Hilfe des Modells nicht auf solche Effekte untersucht werden. Wie der Struktur in Abbildung 3.7 zu entnehmen ist, sind daher Schnittstellen vorgesehen, um diese in die Berechnung einzubetten. Da in Abschnitt 2.2.2 gezeigt worden ist, dass gerade die Blockage einen großen Einfluss auf die Strömung *tip*-kritischer Verdichter hat, liegt hierauf der Fokus. In ihrer Auswirkung kann sie allerdings denen der Deviation gleichen, so dass diese ebenfalls berücksichtigt werden muss. Die vorhandenen Verluste dagegen werden in den Kapiteln 5 und 6 nicht explizit untersucht.

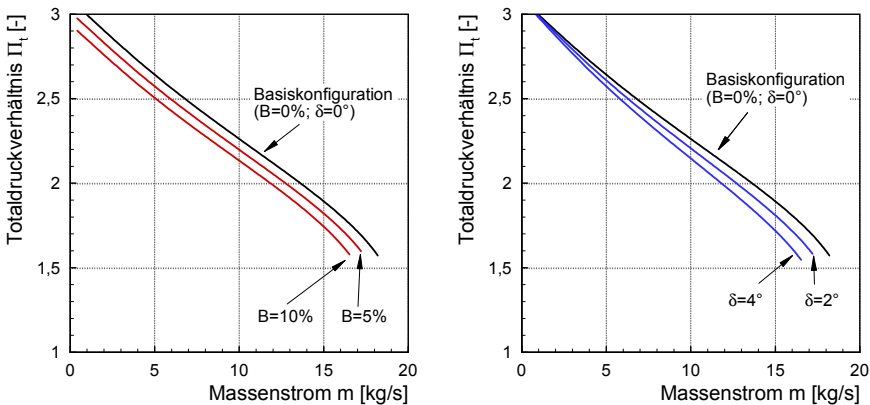


Abbildung 3.10: Auswirkung von Blockage und Deviation auf das ideale Verdichterkennfeld.

Deviation lässt sich ohne Mehraufwand als zusätzlicher Summand in den Abströmwinkel integrieren. Die Implementierung der Blockage, eigentlich des Geschwindigkeitsdefizits, ist dagegen aufwendiger. Vor allem muss zunächst die Art der Modellierung festliegen. In der gewählten Variante wird die Blockage wieder in die Verdrängungsdicke einer Grenzschicht umgerechnet. Der Bereich der Verdrängungsdicke wird folgend als komplett versperrt angesehen. Beide Schnittstellen erlauben es, dass Modelle für deren Entwicklung in Abhängigkeit von der Belastung eingebunden werden. Der Schwerpunkt liegt aber in dieser Arbeit darauf, mit Hilfe des analytischen Verdichtermodells Auswirkungen der Blockage zu analysieren.

In Abbildung 3.10 wird daher der Einfluss von Blockage und Deviation isoliert betrachtet. Es zeigt sich, dass bei sonst idealen Randbedingungen in beiden Fällen das ideale Totaldruckverhältnis und folglich der Leistungseintrag sinkt. Im Fall zunehmender Blockage wird die Kennlinie nur verschoben, während die Steigung konstant bleibt. Der Einfluss der Deviation ist dagegen mit abnehmendem Massenstrom immer geringer, was in einer steileren Kennlinie resultiert.

3.4 Numerische Datenbasis

Als letzter Teil der Datenbasis werden Ergebnisse der Numerik vorgestellt. Diese werden nur zur Bekräftigung von Aussagen herangezogen. Die Berechnung wurde durch *Leichtfuss* ausgeführt und ist nicht Teil dieser Arbeit. Der Vollständigkeit halber wird deshalb nur eine Übersicht gegeben, siehe dazu auch [Pixberg et al. (2012)].

Der Rechnung liegt die Konfiguration R1S1 zugrunde. Da keine instationären Effekte nahe der Stabilitätsgrenze betrachtet werden, wird das stationäre RANS-Verfahren in Verbindung mit dem TRACE-Code verwendet, der vom DLR entwickelt und unter anderem von der MTU Aero Engines benutzt wird. Nähere Hinweise zu dem Programm werden durch Nürnberg et al. (2001) gegeben. Weiterhin findet das $k\text{-}\omega$ -Turbulenzmodell [Wilcox (2006)] in Verbindung mit der Kato-Launder-Turbulenz-Modifikation am Staupunkt [Kato und Launder (1993)] Verwendung.

Modelliert sind eine Rotor- und eine Statorpassage. Um gerade die Schaufelspitzenströmung detailliert abzubilden, sind die Grenzschichten am Gehäuse über dem Rotor und der Schaufelspitze voll aufgelöst ($y^+ < 1$), wobei sich radial im Schaufelspalt 29 Zellebenen befinden, siehe Abbildung 3.11 (links). Die weiteren Grenzschichten sind mit *wall-functions* modelliert, so dass die Feinheit des Netzes daran angepasst ist ($y^+ > 30$). In der Beschauelung des Stators wurden für eine genaue Abbildung der Strömung auch die *penny-slots* berücksichtigt. Eine Übersicht über die Netzparameter findet sich in Tabelle 3.4.

Der Vergleich der experimentellen Ergebnisse in Abbildung 3.11 (rechts) mit denen der numerischen Rechnung offenbart eine gute Übereinstimmung über den

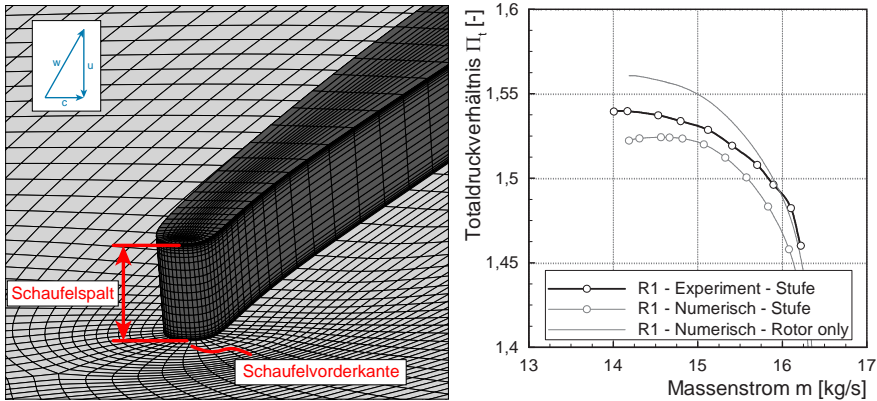


Abbildung 3.11: Vernetzung des Schaufelspitzenbereichs von R1 und Vergleich von numerischen und experimentellen Ergebnissen für R1.

gesamten Arbeitsbereich. Vor allem das Abflachen der Charakteristik zur Stabilitätsgrenze hin wird sehr genau wiedergegeben. Der große Vorteil der Numerik ist die Verfügbarkeit von Daten in allen Bereichen des Verdichters. Auf diese Weise ist es möglich, die Charakteristik des Rotors ohne den Einfluss des Stators zu bilden. Aus dieser *rotor only*-Darstellung kann abgeleitet werden, dass das Abflachen der Kennlinie bereits im Rotor stattfindet und im Stator nur geringfügig verstärkt wird. Dieses Thema wird in Abschnitt 5.3 näher beleuchtet.

Aus Gründen der geometrischen Verfügbarkeit wurde die Konfiguration R1S1 gerechnet. Es ist daher noch zu zeigen, dass gewisse Strömungsphänomene dort

Tabelle 3.4: Qualität der Vernetzung.

	Richtwert	Rotor	Stator
Anzahl Knoten	-	$1,6 \cdot 10^6$	$1,9 \cdot 10^6$
min. Orthogonalität	$> 18^\circ$	$28,4^\circ$	$24,3^\circ$
max. Expansionsrate	< 5	1,7	2,0
max. Seitenverhältnis	< 2000	1000	800

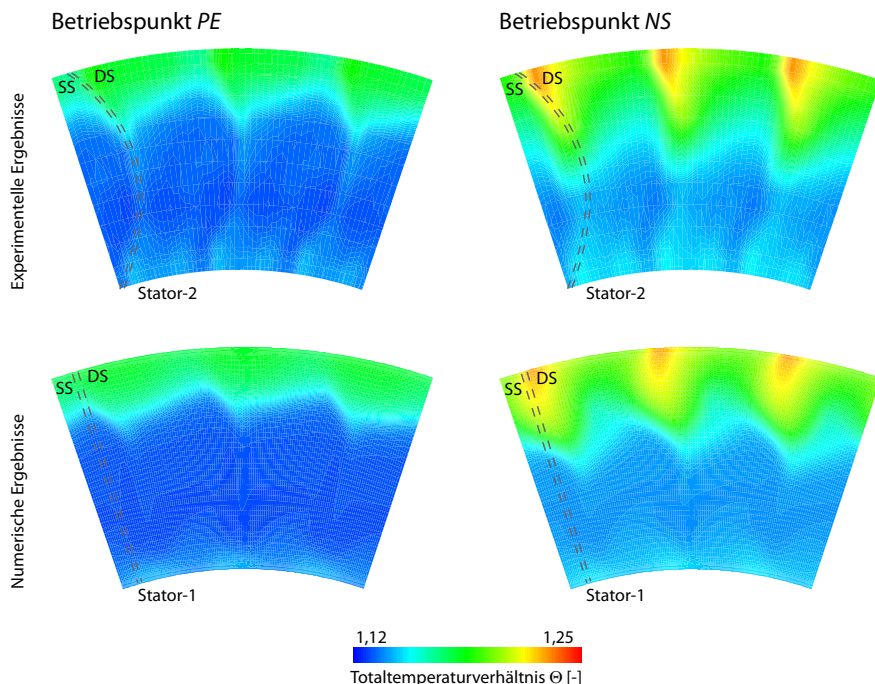


Abbildung 3.12: Statorebene stromab (drei Passagen dargestellt): Vergleich zwischen experimentellen (R1S2) und numerischen (R1S1) Ergebnissen für PE und NS (Statorposition nur qualitativ skizziert).

genauso auftreten wie in der vermessenen Konfiguration R1S2. Stator-1 weist durch seine Gestaltung signifikante Verblockung an der Nabe auf, die möglicherweise eine Stromauf-Wirkung auf den Rotor hat. In Abbildung 3.12 wird daher die Stufenabströmung der Numerik und des Experiments in Form des Totaltemperaturverhältnisses für den Auslegungspunkt und nahe der Stabilitätsgrenze verglichen. Es zeigt sich eine fast vollständige Übereinstimmung der Ergebnisse, so dass die Numerik für weiterführende Erklärungen herangezogen werden kann. Weiterhin bestätigt sich, dass Rotor-1 durch Effekte im Schaufelspitzenbereich dominiert wird, die ebenfalls in Abschnitt 5.3 behandelt werden.

Abschließend sei erwähnt, dass für das folgende Kapitel 4 zur Überarbeitung der Korrelationen für Belastung, Verluste und Deviation am Auslegungspunkt ebenfalls Ergebnisse numerischer Rechnungen benutzt werden. Auf die Details, die in dieser Arbeit veröffentlicht werden dürfen, wird an entsprechender Stelle eingegangen.



4 Korrelationen zur Vorauslegung

Korrelationen für Vorauslegeprogramme verbinden ein breites Spektrum an Parametern. Sie werden gewöhnlich als Gesamtheit aufeinander abgestimmt und getestet. Für den aktuellen Stand des *Rolls-Royce*-Vorauslegeprogramms wurden durch *Wright und Miller (1991)* Testfälle von Verdichtern präsentiert, die zu diesem Zeitpunkt dem Stand der Technik entsprachen. Sie weisen eine gute Übereinstimmung mit der Vorhersage durch die Korrelationen auf. Im Folgenden werden weitere Testfälle moderner Verdichtertypen evaluiert. Aus dieser Analyse zeigt sich, wie einzelne Korrelationen adaptiert werden können. Dies führt abschließend zu einer erneuten Evaluierung, um die Veränderungen der überarbeiteten Korrelationen nachzuweisen.

4.1 Evaluierung der bisherigen Vorhersagegenauigkeit

Die Untersuchung der Vorhersagequalität der existierenden Korrelationen wird zunächst auf globaler Ebene begonnen und dann schrittweise verfeinert. Im Idealfall sollten zum Vergleich experimentelle Daten verwendet werden, die im hier beschriebenen Fall aber nicht im Detail vorliegen. Für die folgenden Schritte wird daher auf Ergebnisse aus CFD-Rechnungen zurückgegriffen. 3D-CFD-Ergebnisse werden durch den von *Rolls-Royce* entwickelten Code *Hydra* erzeugt, siehe hierzu [*Hydra (2005)*]. Die hier gezeigten Rechnungen wurden aber nicht selbst durchgeführt und es stehen keine Informationen über die numerischen Details zur Verfügung. Alle numerischen Daten zur 2D-Profilumströmung basieren auf dem *blade-2-blade*-Code *mises*, zu dem Details bei *Drela und Youngren (1998)* nachzulesen sind.

Die Evaluierung wurde an zwei mehrstufigen Mittel- und Hochdruckverdichtern vorgenommen, die aktuell in Triebwerken zum Einsatz kommen. Die folgenden Diagramme in diesem Abschnitt stellen eine exemplarische Zusammenfassung dar.

In Abbildung 4.1 ist das Kennfeld eines Gesamtverdichters in Form des Totaldruckverhältnisses und des isentropen Wirkungsgrades über den reduzierten Massenstrom für CFD und Korrelationen aufgetragen. Es fällt direkt auf, dass der Wirkungsgrad durch die Korrelationen zu pessimistisch vorausgesagt wird, was mit den ebenfalls zu niedrigen Druckverhältnissen übereinstimmt. Dies gilt für alle Drehzahllinien und über den gesamten Arbeitsbereich. Zusätzlich ergibt sich, dass der Wirkungsgrad jeweils um einen konstanten Betrag im Bereich von etwa

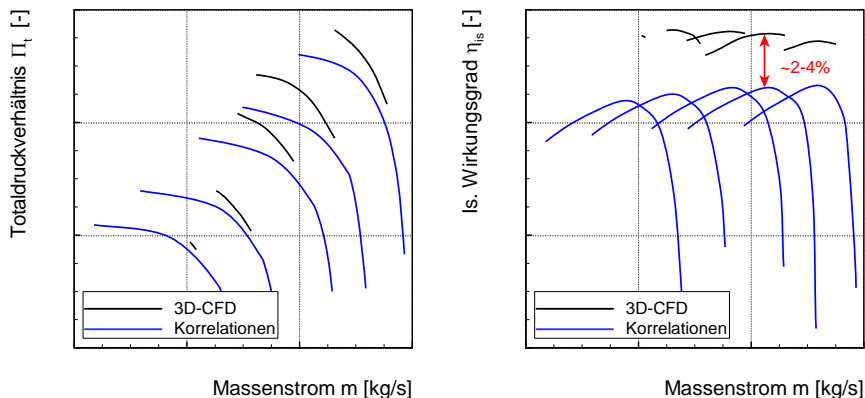


Abbildung 4.1: Vorhersage der *Performance* (blau) gegen Ergebnis 3D-CFD (schwarz).

2-4 % (abhängig vom Verdichter) falsch vorausgesagt wird. Dieser Betrag ist für die beiden verschiedenen Verdichter allerdings unterschiedlich groß. Weitere Unterschiede zeigen sich in der Steigung der Charakteristiken. Die vorhergesagten Kurven des Totaldruckverhältnisses verlaufen jeweils zu flach und vor allem bei niedrigen Drehzahlen wird ein zu großer Arbeitsbereich prognostiziert. Abschließend sei angemerkt, dass die entsprechenden experimentellen Daten deutlich näher an den CFD-Ergebnissen als an der Vorhersage der Korrelationen liegen.

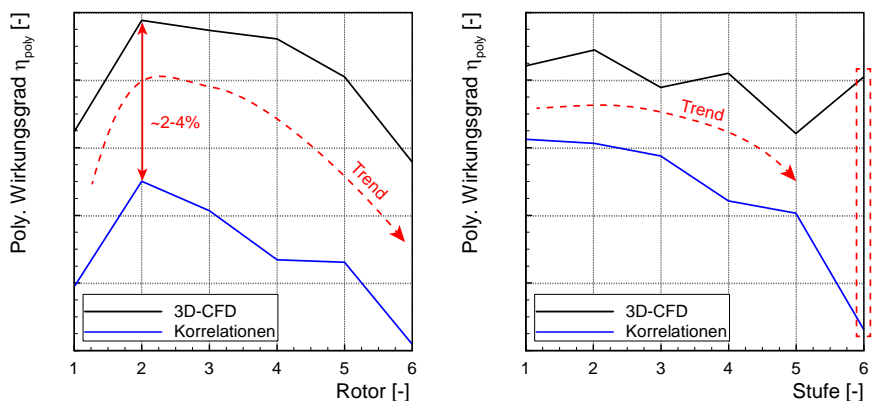


Abbildung 4.2: Vorhersage der Stufenperformance (blau) gegen Ergebnis 3D-CFD (schwarz).

Mit dem Wissen über die generelle Unterbewertung des Wirkungsgrads wird im Folgenden untersucht, ob einzelne Stufen oder Schaufelreihen als auffällig identifiziert werden können. Zu diesem Zweck wird in Abbildung 4.2 der polytrope Wirkungsgrad am Auslegungspunkt für die einzelnen Rotoren und Stufen gezeigt. Die wichtigste Erkenntnis aus dieser Darstellung ist, dass die Wirkungsgraddifferenz (wieder von etwa 2-4 %) grundsätzlich sehr gleichmäßig über die einzelnen Schaufelreihen verteilt ist. Eine Ausnahme bildet die letzte Stufe.

Da sich der Wirkungsgrad selbst allerdings nicht als Ergebnis einer Korrelation ergibt, sondern aus dem Totaldruck- zu Totaltemperaturverhältnis berechnet wird, soll nun der bezogene Totaldruckverlust ω_L betrachtet werden. Dieser ist in Gleichung 4.1 aufgeführt. Dabei sind alle verschiedenen Verlustarten eingeschlossen.

$$\omega_L = \frac{p_{t,2} - p_{t,1}}{p_{t,1} - p_1} \quad (\text{für den Rotor im Relativsystem}) \quad (4.1)$$

In Abbildung 4.3 ist der Gesamtverlust am Auslegungspunkt getrennt für die verschiedenen Rotoren und Statorn aufgeführt. Wie erwartet werden durch die Korrelationen höhere Verluste (etwa 1-3 %) vorausgesagt, als sie durch die CFD berechnet werden. Die weitere grundlegende Beobachtung bestätigt die bisherige Erkenntnis, dass die Kurvenverläufe ansonsten im Wesentlichen übereinstimmen. Dabei folgen die Ergebnisse den theoretischen Erkenntnissen, die in Abschnitt 2.1.1 vorgestellt wurden. Verglichen mit dem ersten Stator weist der zweite beispielsweise eine deutlich höhere Belastung auf, zusätzlich sind hier die MACH-Zahlen erhöht.

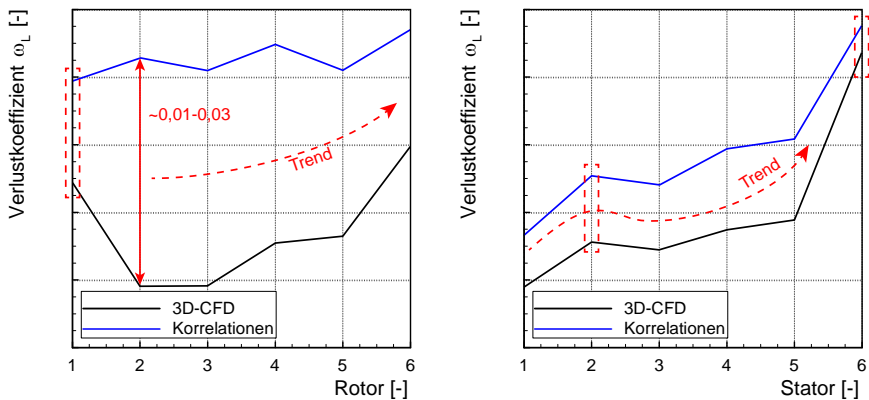


Abbildung 4.3: Vorhersage der Stufenperformance (blau) gegen Ergebnis 3D-CFD (schwarz).

Als Folge steigen die Verluste dieser Schaufelreihe signifikant an. Signifikante Abweichungen des allgemeinen Trends treten vor allem für den ersten Rotor oder die Austrittsstufe auf. Im Fall des Frontrotors wird ein Grund in der dort sehr hohen MACH-Zahl gesehen, die möglicherweise durch die Rechnung auf dem Mittenschnitt nicht ausreichend berücksichtigt wird. Die Endstufe ist dagegen aufgrund der Geometrie im hohen Maße durch 3D-Strömungseffekte gekennzeichnet. Auch hier gilt, dass diese im 1D-Modell schwierig abzubilden sind.

Nachdem bislang die Verlustverteilung entlang der Verdichterstufen am Auslegungspunkt diskutiert wurde, wird der Fokus im Folgenden auch auf den Arbeitsbereich gerichtet. In Abbildung 4.4 sind deshalb exemplarisch die Verlustpolaren für einen Rotor und einen Stator aufgezeigt. Daraus ergibt sich zum Einen, dass bei manchen Profilen die Strömungswinkel beim Verlustminimum nicht übereinstimmen. Zum Anderen wächst der Verlust der Vorhersage beim Androsseln zu höheren Eintrittswinkeln überproportional an. Gerade letzterer Punkt ist von Interesse, da ein Zusammenhang zwischen Verlusten und der Schaufelbelastung besteht, der im Modell offensichtlich falsch abgebildet wird.

An dieser Stelle muss der bislang betrachtete Gesamtverlust ω_L differenziert betrachtet werden. Der Basisverlust ist der Profilverlust ω_{Profil} , der bei der 2D-Umströmung eines Profils entsteht. Wie in Abschnitt 2.1.1 erklärt hängt dieser direkt von der aerodynamischen Belastung ab und ist daher auch eng mit der Deviation verknüpft. Im Folgenden konzentriert sich die Betrachtung auf diese beiden Größen, während weitere Verlustquellen beispielsweise durch 3D-Effekte in diesem Kapitel nicht behandelt werden. Das bedeutet gleichzeitig, dass nicht mehr die

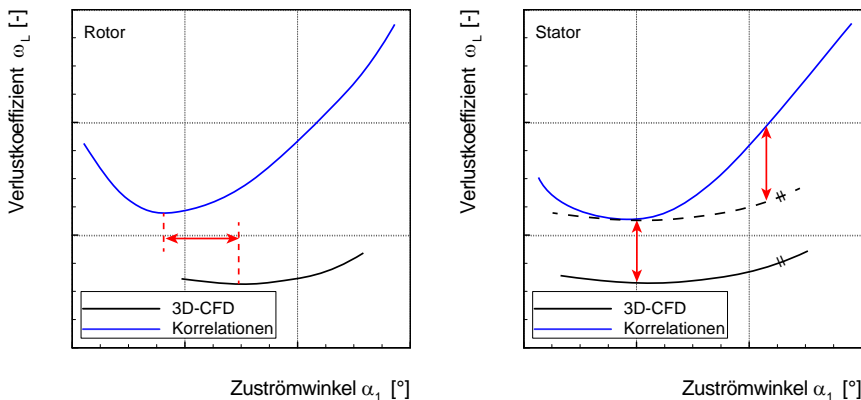


Abbildung 4.4: Vorhersage der Profilperformance (blau) gegen Ergebnis 3D-CFD (schwarz).

gesamte Strömung durch den Verdichter von Interesse ist, sondern nur noch die durch 2D-CFD ermittelbare Profilumströmung.

Im Auslegungsprozess wird die Geometrie der Profile auf verschiedenen Radien definiert, aus denen sich später die Schaufel zusammensetzt. Auf diesen Radien kann die Strömung berechnet werden. Bei *Rolls-Royce* sind zu diesem Zweck interne Standardparameter für das Programm *mises* erarbeitet worden, mit denen dieses im *batch*-Modus betrieben werden kann. Für alle folgenden Berechnungen sind diese Standardparameter fest vorgegeben. Auf diese Weise kann die 2D-Profilumströmung für alle Schaufelreihen und -schnitte berechnet werden, so dass der jeweilige Profilverlust ermittelt werden kann. In Abbildung 4.5 sind die Ergebnisse des vorhergesagten korrigierten Profilverlusts aller Einzelschnitte als Punktwolke über die Diffusionszahl D aufgetragen. Zusätzlich zeigen die Kurven den Bereich an, in dem die (nicht veröffentlichten) Korrelationen von *Wright und Miller (1991)* in Abhängigkeit der Anström-MACH-Zahl prognostizieren. Es zeigt sich sehr deutlich, dass diese Korrelationen den Profilverlust gerade im Bereich hoher Belastung überschätzen. Mit 1-1,5 % macht dieser Anteil knapp die Hälfte der Gesamtabweichung aus.

Im Vorauslegungsprozess zieht dies die Konsequenz nach sich, dass eine Steigerung der Belastung zu früh als besonders kritisch angesehen wird, da diese als übermäßig verlustbehaftet gilt. Eine Überarbeitung der Korrelation für den Profilverlust scheint daher sinnvoll.

Dies bestätigt sich durch eine exemplarische Profilpolare, wie sie in Abbildung 4.6 dargestellt ist. Auch hier zeigt sich in Übereinstimmung mit allen bisherigen Erkennt-

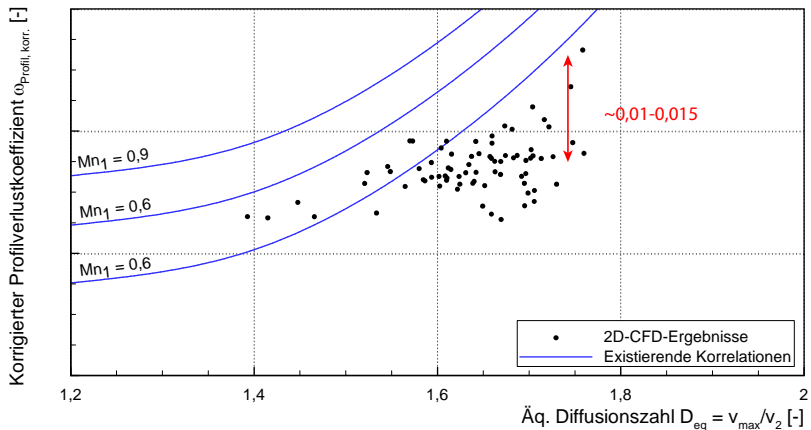


Abbildung 4.5: Vorhersage der korrigierten Profilverluste gegen 2D-CFD-Ergebnisse.

nissen, dass der minimale Profilverlust überschätzt wird. Zusätzlich ist das gleiche Diagramm auch für die Deviation gezeigt. Die durch die Korrelationen vorhergesagte Deviation liegt ebenfalls deutlich über der durch die CFD berechneten. Aber auch hier gilt, dass der grundsätzliche Trend, dass die Deviation zur Stabilitätsgrenze hin anwächst, abgebildet ist. Da die grundsätzlichen Trends mit den Ergebnissen der CFD übereinstimmen, werden die Basiskorrelationen der Profilumströmung im Folgenden aktualisiert, die Grundzusammenhänge aber nicht geändert.

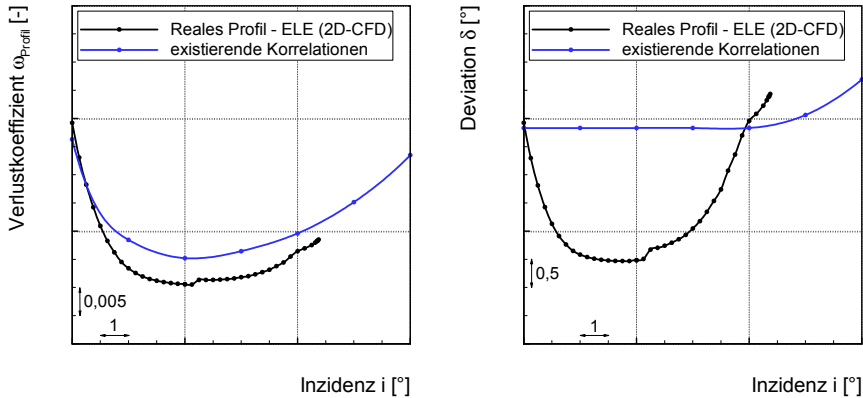


Abbildung 4.6: Korrelationen im Vergleich zu 2D-CFD: Profilverlustpolare und Deviation.

4.2 Überarbeitung existierender Korrelationen

Die im vorangegangenen Abschnitt vorgestellten Erkenntnisse zur Evaluierung der Ergebnisqualität existierender Korrelationen sind Teil eines Prozess, um diese zu überarbeiten. Der Prozess als solcher wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit aufgebaut. Die dazugehörige Struktur ist in Abbildung 4.7 dargestellt. Im Hintergrund existiert eine Reihe von Programmen, die eine in weiten Teilen automatisierte Ausführung des Ablaufs ermöglichen. Alle Einzelprogramme sind in einer Weise modular aufgebaut, die es erlaubt, dass beispielsweise weitere Datenquellen jederzeit nachträglich eingebunden werden können. Auf diese Weise ist es möglich, bei späterer Verfügbarkeit zusätzlich experimentelle Daten ohne größeren Aufwand einzuarbeiten. Eine vollständige Automatisierung ist dagegen nicht möglich, da Entscheidungen vom Benutzer erforderlich sind.

Die im ersten Schritt in Abschnitt 4.1 vorgenommene Überprüfung der Vorhersagegenauigkeit eines gesamten Verdichters in seinen integralen Kennwerten dient als Entscheidungsgrundlage, ob die Schleife mit Überarbeitungsmaßnahmen

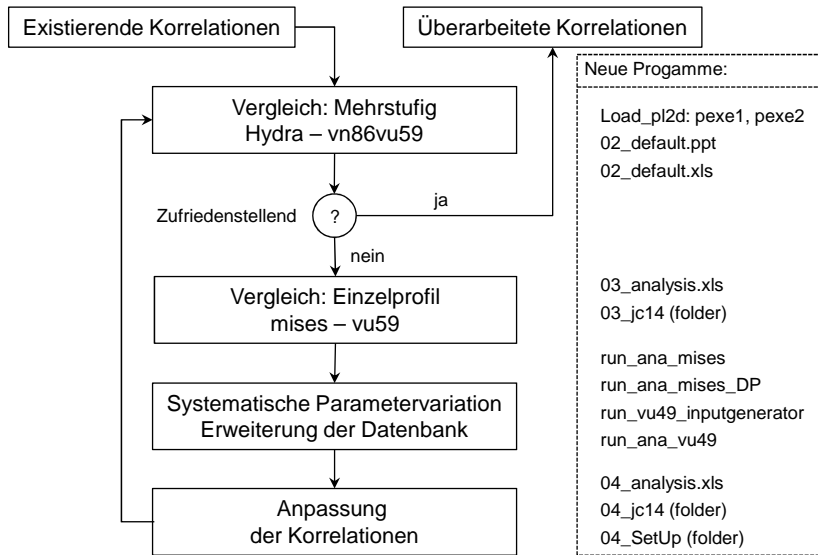


Abbildung 4.7: Prozess zur Überarbeitung der Korrelationen.

durchlaufen werden soll. Dabei gilt es zu beachten, dass bei Ergebnissen aus Modellen keine vollständige Übereinstimmung zu erwarten ist. Auch ist das Kriterium, welche Genauigkeit als ausreichend angesehen wird, nicht allein durch technische Merkmale, sondern auch durch unternehmerische Interessen bestimmt. Folglich ist die Definition des Kriteriums nicht Teil dieser Arbeit.

Nach der positiven Entscheidung für die Überarbeitung folgt im zweiten Schritt des Ablaufs die Detailbetrachtung. Hier werden die auftretenden Abweichungen genauer lokalisiert, was im vorliegenden Fall durch die Untersuchung der Einzel-Profile geschehen ist. Zur Identifizierung anderer Ursachen, beispielsweise im Endwandbereich, muss dieser Schritt möglicherweise angepasst werden. Wie im vorhergehenden Abschnitt bereits aufgezeigt ergibt sich aus technischer Sicht die Notwendigkeit zur Überarbeitung der Basisgrößen der Profilumströmung: Der minimale Profilverlust ω_{Profil} und die Deviation δ . Diese Beispiele werden im Folgenden als Testfälle benutzt, um die Funktionalität des erarbeiteten Prozesses aufzuzeigen.

Dieser sieht in den nächsten beiden Schritten vor, über eine systematische Variation von Schaufelparametern deren Einflüsse auf die Strömung zu identifizieren. In Form von Funktionszusammenhänge können existierende Korrelationen damit über-

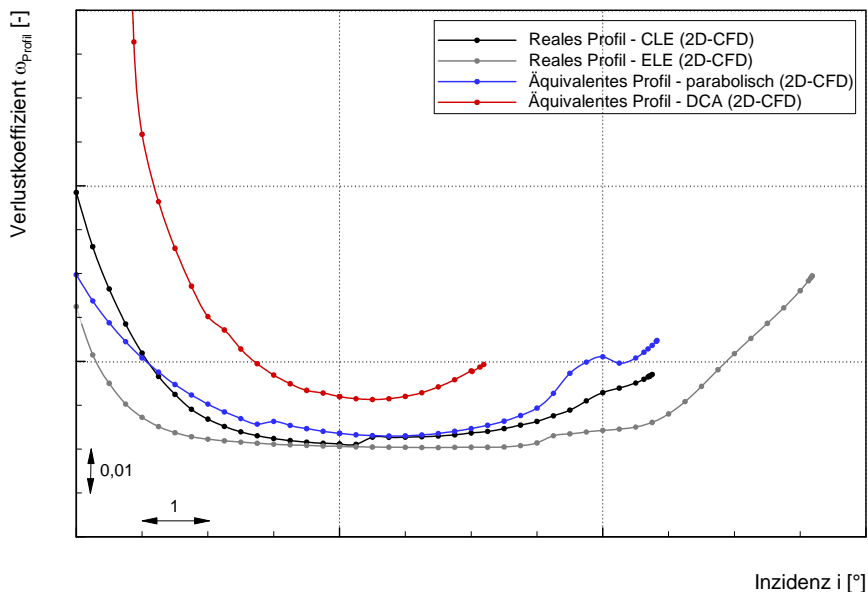


Abbildung 4.8: Einführung von äquivalenten Schaufelprofilen.

arbeitet oder neue Modelle aufgestellt werden. Abschließend muss die gesteigerte Qualität in Form der verbesserten Vorhersagegenauigkeit nachgewiesen werden. Der Ablauf lässt sich iterativ wiederholen, bis das gewünschte Ergebnis erreicht ist.

Durch die Diskussion der Basiskorrelationen in Abschnitt 2.1 existieren bereits Ansatzpunkte zur Überarbeitung der beiden genannten Korrelationen. Im Vordergrund steht daher vor allem die Ausweitung des Parameterraums auf IDA-Profile. Da der minimale Profilverlust von der Schaufelbelastung in Form der Diffusionszahl D abhängt, werden die folgenden Untersuchungen auch auf diese Größe ausgeweitet.

Mit diesem Ansatz ist die Problematik verbunden, dass IDA-Profile für die jeweilige Strömung optimiert sind und somit in dem Sinne keiner Profildfamilie angehören. Folglich sind sie auch nicht durch einige wenige Geometrieparameter zu beschreiben. Deshalb werden äquivalente Schaufelprofile eingeführt, die aus einer parametrisierten Profildfamilie stammen und durch die das reale angenähert werden soll. Zu diesem Zweck werden Basisgrößen des realen Profils, wie beispielsweise Schaufelwinkel oder maximales Dickenverhältnis, auf das (äquivalente) Vergleichsprofil übertragen. Dessen Wölbungs- und Dickenverteilung sind dagegen durch die gewählte Profildfamilie festgelegt. Bei der Auswahl der Profildfamilie ist vor allem wichtig, dass die Wölbungsrücklage als freier Parameter enthalten ist. Denn genau diese

variiert bei modernen IDA-Profilen, während sie bei DCA-Profilen bei 50 % der Sehnenlänge festliegt.

Für ein Beispielprofil der evaluierten Testverdichter ist der Vergleich der Verlustpolare zwischen realem und äquivalentem Profil in Abbildung 4.8 gezeigt. Vorweg muss darauf hingewiesen werden, dass reale Profile in aktuellen Verdichtern gewöhnlich mit einer elliptischen Vorderkante (*elliptical leading edge*, ELE) ausgestattet sind [Goodhand und Miller (2012)]. Im Vergleich zur herkömmlichen kreisförmigen Vorderkante (*circular leading edge*, CLE) ergibt sich in der Verlustpolare ein größerer Inzidenzbereich, in dem die Verluste nur sehr wenig steigen. Beim Betriebspunkt minimaler Verluste unterscheiden sich die Kurven dagegen kaum. Für die weitere Betrachtung wird daher die geometrisch einfachere kreisförmige Vorderkante verwendet. Die Verlustpolare der äquivalenten Profile sind für zwei Familien dargestellt: parabolisch und DCA. Es zeigt sich in Abbildung 4.8, dass das äquivalente Vergleichsprofil mit parabolischer Auslegung im Bereich des minimalen Verlusts sehr gut mit der Polare des realen Profils übereinstimmt. Lediglich im Bereich der Sperr- oder Stabilitätsgrenze unterscheiden sich die Verläufe. Da dies für eine Vielzahl von verschiedenen Schaufelschnitten der untersuchten Verdichter nachgewiesen werden konnte, lässt sich folgern, dass die aktuellen Verdichter durch parabolische Profile adäquat beschrieben werden können. Für DCA-Profile ist das nicht gültig, wie sich aus der Abbildung 4.8 ergibt. Einerseits wird der minimale Profilverlust zu hoch bewertet und andererseits weist die Polare einen deutlich zu geringen Inzidenzbereich auf. Würden die existierenden Korrelationen genau in

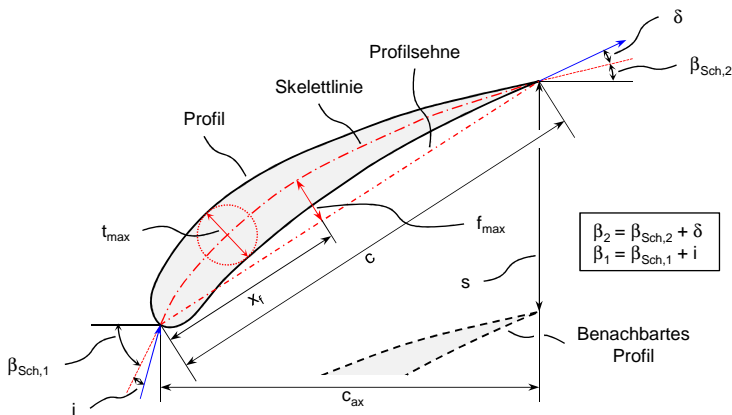


Abbildung 4.9: Parameter eines exemplarischen Verdichterprofils.

dem Bereich vorhersagen, den die Polare vorgibt, dann würde das die gefundenen Unterschiede erklären.

Aus diesen Erkenntnissen leitet sich daher die Vorgehensweise ab, wie der Geltungsbereich der existierenden Korrelationen auf den Parameterraum von IDA-Profilen erweitert werden kann. Mit Hilfe einer Parametervariation soll deren Einfluss auf die zu untersuchenden Strömungsgrößen abgeleitet und modelliert werden. Die Vorgehensweise ähnelt der von *Lieblein et al. (1953)*, nur dass anstatt experimenteller Versuche an Kaskaden numerische Rechnungen an Schaufelschnitten durchgeführt werden. In Abbildung 4.9 sind die geometrischen Parameter dargestellt, die zur Beschreibung eines parabolischen Profils benötigt werden.

Neben den geometrischen Parametern ist aber auch der aerodynamische Betriebszustand von Bedeutung. An dieser Stelle stellt sich die Frage nach den Grenzen des Parameterraums und mit welcher Schrittweite der jeweilige Bereich aufgelöst werden soll. Zu diesem Zweck werden die gewählten Parameter für aktuelle Verdichter untersucht. Eine Auswahl ist in Abbildung 4.10 gezeigt. Die äußeren Grenzen der Variation, beispielsweise für die $deHALLER$ - oder $MACH$ -Zahl, werden so gewählt, dass möglichst alle Punkte abgedeckt sind. Die zur Korrektur der Kompressibilität verwendete $MACH$ -Zahl am Eintritt wird dabei aber nach oben durch das Programm *mises* auf $Mn=0,9$ limitiert, da höhere Werte bei Benutzung der Standardeinstellungen häufig zu Konvergenzproblemen führen. Grundsätzlich ist die Berechnung transsonischer Strömung mit *mises* aber möglich. Aus der Abbildung geht weiterhin hervor, dass in realen Verdichtern in einem bestimmten Bereich der $deHALLER$ -Zahl

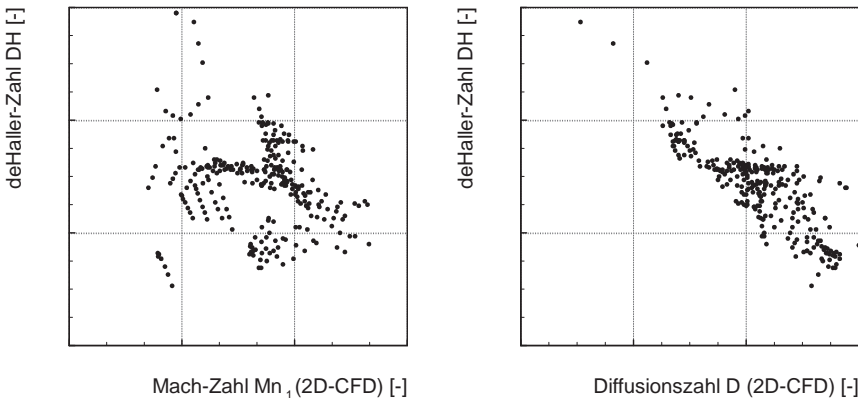


Abbildung 4.10: Auswahl der Parametergrenzen durch Abgleich am Parameterraum existierender Verdichter.

Tabelle 4.1: Paramterraum für Variationsrechnung.

	Parameter	Zeichen	Einheit	Bereich	Schritte
1.	Wölbungsrücklage	x_f/c	[-]	0,4 - 0,5	3
2.	MACH-Zahl	Mn_1	[-]	0,3 - 0,9	4
3.	Dickenverhältnis	$t_{max}/c = t/c$	[-]	0,03 - 0,1	3
4.	DeHALLER-Zahl	DH	[-]	0,68 - 0,78	3
5.	Eintrittswinkel	β_1	[°]	40 - 60	3
6.	Teilungsverhältnis	s/c	[-]	0,6 - 0,9	3

ein abgegrenztes Band existiert, in dem sich die Diffusionszahlen bewegen. Dieser Bereich wird über die Wahl des Teilungsverhältnisses festgelegt. Zusätzlich werden Bereiche für den Eintrittswinkel, die Wölbungsrücklage sowie das Dickenverhältnis definiert. Die gewählten Parameter sind in Tabelle 4.1 aufgeführt.

Bei der sechsdimensionalen Variationsrechnung mit meist jeweils drei Schritten ergeben sich 972 mögliche Kombinationen. Nach Durchführung der CFD-Rechnungen liegen aus Konvergenzgründen noch etwa 700 Ergebnisfälle vor. Es ist aber anzumerken, dass vor allem bei Kombination der Grenzbereiche Schaufelvarianten entstehen, die aerodynamisch nicht sinnvoll sind. Aus diesem Grund werden Fälle erwartet, deren Ergebnisse deutlich von normalen Trends abweichen, so dass diese vorsichtig bewertet werden müssen.

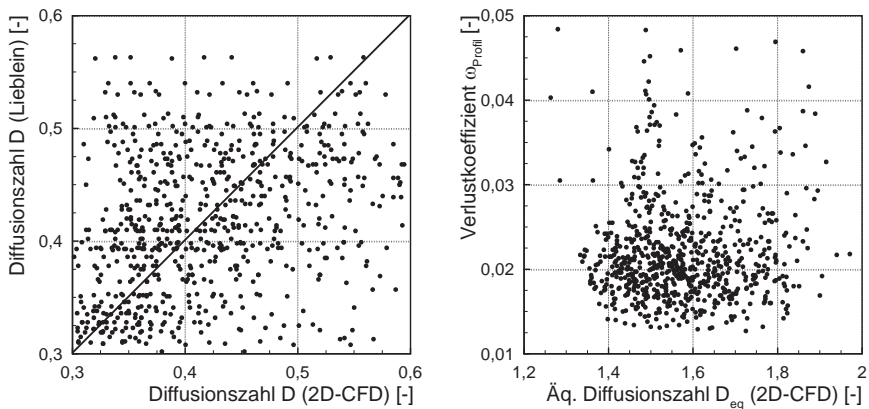


Abbildung 4.11: Erste Ergebnisse der Variationsrechnung ohne erkennbare Trends.

Die ersten Ergebnisse finden sich in Abbildung 4.11. In dem linken Diagramm wird die Qualität der Ursprungskorrelation der Diffusionszahl D überprüft. Zu diesem Zweck werden die vorhergesagten Werte (Ordinate) über die von *mises* berechneten (Abszisse) aufgetragen. Dies ist möglich, da die Korrelation die Geschwindigkeitsverzögerung $w_{\max} - w_2$ bezogen auf die Eintrittsgeschwindigkeit beschreiben soll und die Geschwindigkeiten in *mises* bekannt sind. Folglich müssten die auf beide Weisen ermittelten Werte ungefähr übereinstimmen, die Punkte also entsprechend nahe an der eingetragenen Soll-Linie liegen. Es zeigt sich aber, dass die Punkte weit über den gesamten Bereich gestreut sind. Für die Darstellung des (unkorrigierten) minimalen Profilverlusts über die äquivalente Diffusionszahl in Abbildung 4.11 (rechts) liegen die Werte abgesehen von einigen Abweichungen näher in einem Bereich. Doch auch hier lässt sich bei dieser ersten Darstellung kein direkter Zusammenhang erkennen. Dies ändert sich nur wenig, wenn der Verlust, hier nicht dargestellt, wie in Gleichung 2.7 in Abschnitt 2.1.1 korrigiert wird.

Zur automatisierten Darstellung der Daten in Diagrammform mittels eines eigenen *Excel*-Programms müssen die Ergebnisdateien aus *mises* in entsprechender Weise formatiert werden. Die neuen Programme bieten mehrere Zusatzfunktionen, die die Überarbeitung der Korrelationen erheblich erleichtern. Eine davon ist, dass die verschiedenen Fälle beliebig in Diagramme geplottet und nach Parametern eingefärbt werden können, um Abhängigkeiten aufzuzeigen. Eine solche Ergebnisdarstellung findet sich in Abbildung 4.12. Erneut sind die Ergebnisse der Korrelation über die direkt aus den Geschwindigkeiten in *mises* berechneten Ergebnisse aufgetragen. Dabei wird eine kleinere Anzahl an Ergebnissen nur für eine Wöl-

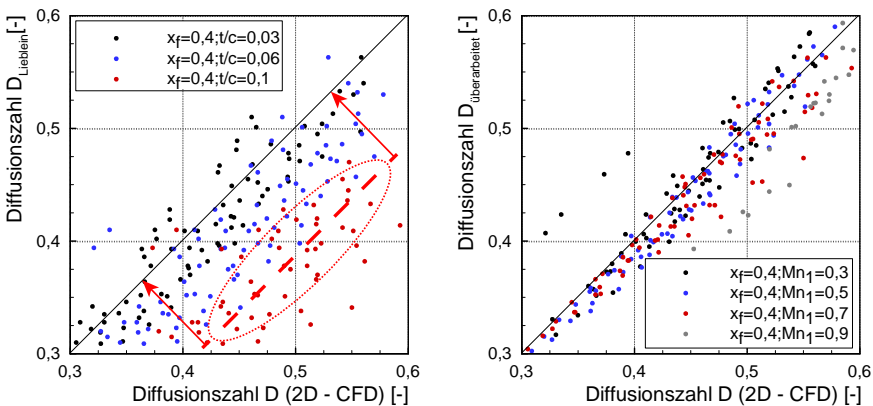


Abbildung 4.12: Ergebnisse der Diffusionszahl vor bzw. nach der Überarbeitung.

bungsrücklage von $x_f = 0,4$ und variierendem Dickenverhältnis t/c betrachtet. Die farbliche Kodierung zeigt die Gruppen gleichen Dickenverhältnisses. Deutlich zeigt sich, dass dünne Profile näher an der Soll-Linie liegen als dickere Profile. In analoger Weise lässt sich für alle Parameter ein Einfluss auf die Diffusionszahl zeigen.

Das Ziel der Korrektur ist es, alle Punkte möglichst dicht an die *mises*-Ergebnisse (Soll-Linie) zu verschieben. Dafür stehen zwei Möglichkeiten zur Verfügung. Einerseits kann versucht werden, die Korrektur durch statistische Ausgleichsrechnung vorzunehmen oder andererseits ein Modell analytisch herzuleiten. Erstere Variante soll anhand der Korrektur des Dickenverhältnisses erklärt werden. Aus physikalischer Sicht bedeutet ein dickeres Profil, dass die Strömung vom vorderen Staupunkt weiter in die Schaufelpassage ausweichen muss und folglich stärker beschleunigt wird. Somit nimmt auch die Verzögerung im hinteren Teil der Schaufel zu, so dass die Diffusionszahl D mit dem Dickenverhältnis anwachsen sollte. Für DCA-Profile und den damaligen Parameterraum war dieser Einfluss allerdings vernachlässigbar und wurde daher nicht berücksichtigt. Die Korrektur auf statistische Weise erfolgt, indem durch die Punktwolken der verschiedenen Dickenverhältnisse Ausgleichsgeraden gelegt werden, wie in Abbildung 4.12 (für $t/c = 0,1$) zu sehen ist. Die Ausgleichsgeraden müssen im Folgenden auf die Soll-Linie verschoben werden. Dies geschieht, indem die Werte der existierenden Korrelation mit einem Korrekturfaktor multipliziert werden. Dabei hängt der Korrekturfaktor von dem jeweiligen Parameter ab, in dem Fall das Dickenverhältnis. Dies ist in Gleichung 4.2 verdeutlicht:

$$D_{\text{Pixberg}} = D \cdot f(t/c) \cdot f(Mn_1) \cdot \dots$$

$$f(t/c) = (C_1 t/c + C_2) t/c + C_3 \quad (4.2)$$

Ein analytischer Ansatz, unterstützt durch die statistische Methode, wurde zur Korrektur der Kompressibilität gewählt. Ausgangspunkt ist die PRANDTL-GLAUERT-Transformation, welche den inkompressiblen Druckbeiwert $c_{p,0}$ um Kompressibilitätseffekte bereinigt. Diese stellt ihrerseits allerdings nur eine Vereinfachung dar und gilt in dem Bereich $0,7 < Mn < 1,3$ nicht, da sich bei $Mn = 1$ eine Singularität befindet. Genau dieser Bereich ist allerdings für transsonische Maschinen interessant. Deshalb wurde eine Näherung an die Transformation gesucht, die ebenfalls in Gleichung 4.3 zu finden ist, siehe Abbildung A.10 in Anhang A.6.

$$c_{p,\text{kor.}} = \frac{c_{p,0}}{\sqrt{|1 - Mn^2|}} \approx c_{p,0} \cdot \sqrt{(1 + Mn^2)} \quad (\text{erster Teil nur für } Mn < 0,7) \quad (4.3)$$

Der Vorteil dieser Gleichung liegt darin, dass keine singuläre Stelle enthalten ist und sie somit den Trend der PRANDTL-GLAUERT-Regel zu höheren MACH-Zahlen

fortsetzt. Im Folgenden muss der Korrekturterm allerdings noch an die Datenbasis angeglichen werden. Dies geschieht, indem der Exponent des ansonsten festliegenden Funktionstypen angepasst wird. Das Resultat der Analyse ist in Gleichung 4.4 aufgeführt. Eine Übersicht über alle Korrekturterme findet sich in Anhang A.2.

$$f(Mn) = \sqrt{1 + Mn^5} \quad (4.4)$$

Das Ergebnis der Korrekturen ist in dem Diagramm in Abbildung 4.12 (rechts) rückverwiesen dargestellt. Die farbliche Codierung separiert in diesem Fall die Gruppen gleicher $MACH$ -Zahlen. Es ist keine farbliche Abhängigkeit erkennbar, da die Punkte der Gruppen untereinander gestreut sind. Lediglich für $Mn=0,9$ wird eine geringe Abweichung festgestellt, wobei sich eine weitere Korrektur schwierig gestaltet, da die Datenbasis der konvergierten Lösungen dafür zu klein ist. Abgesehen von wenigen Abweichungen liegen alle Punkte eng um die Soll-Linie gestreut.

Die Überarbeitung der Korrelationen für den minimalen Profilverlust läuft in sehr ähnlicher Weise ab. Zunächst wird durch die farbliche Kodierung eine Abhängigkeit von geometrischen Parametern erkannt und korrigiert. Das geschieht, indem

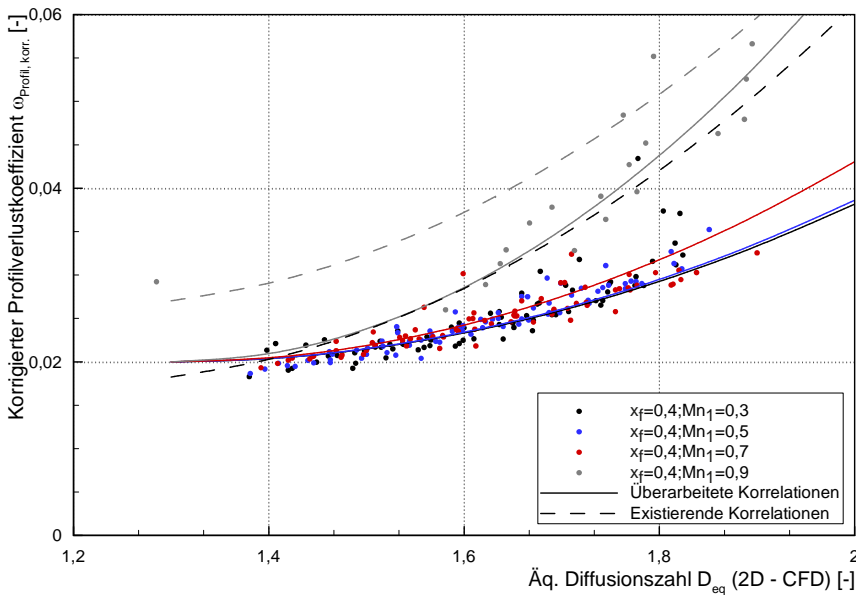


Abbildung 4.13: Überarbeitung der Korrelation der Profilverluste ($x_f=0,4$).

der korrigierte Profilverlust um weitere Korrekturfaktoren erweitert wird, siehe Gleichung 4.5.

$$\omega_{\text{Profil, kor.}, \text{Pixberg}} = \omega_{\text{Profil, kor.}} \cdot \left(C_{10} - C_{11} \frac{t}{c} \right) \cdot (C_{12} - C_{13} \alpha_1^*) \quad (4.5)$$

Diese Korrekturen sind in das Diagramm in Abbildung 4.13 bereits übernommen. Die Punktwolke, die farblich erneut für gleiche $MACH$ -Zahlen kodiert ist, zeigt den erwarteten Trend, dass der Verlust zu höheren Belastungen ansteigt. Weiterhin kann abgelesen werden, dass der Verlust für $Mn < 0,7$ nur wenig sensibel auf kompressible Effekte reagiert. Erst bei der hohen $MACH$ -Zahl ist eine deutliche Steigerung des Verlustes mit steigender Belastung erkennbar. Die gestrichelten Linien geben die obere und untere Grenze (in Abhängigkeit der $MACH$ -Zahl) des Bereichs an, in dem die Ergebnisse der existierenden Korrelationen nach *Wright und Miller (1991)* liegen. Es zeigt sich, dass die Kompressibilität nicht korrekt korrigiert wurde. Die neuen Ergebnisse stimmen dagegen mit Erkenntnissen aus der Literatur überein, wonach die Verluste erst moderat und dann stärker wachsen, siehe beispielsweise [*Grieb (2009)*]. Weiterhin bestätigt sich für die parabolischen Profile mit Wölbungsrücklage, die von

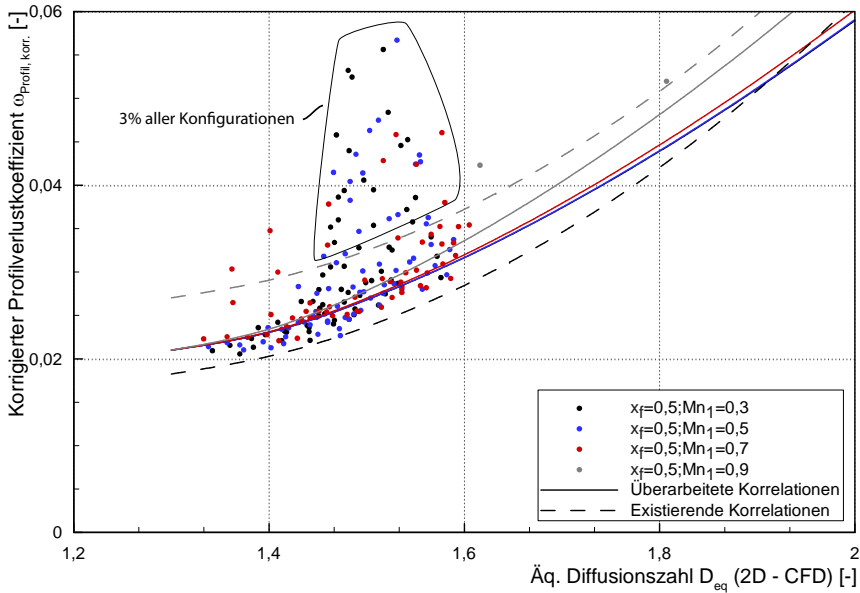


Abbildung 4.14: Überarbeitung der Korrelation der Profilverluste ($x_f=0,5$).

50 % Sehnenlänge abweicht, dass der Verlust durch die existierenden Korrelationen für hohe Belastungen überbewertet wird.

Die durchgezogenen Linien stellen in der Abbildung die Lage der neuen Korrelationen dar. Diese sind erneut in Anhang A.2 zusammengefasst. Anders als bei der Diffusion kommt es in diesem Fall zur gegenseitigen Beeinflussung der Parameter, so dass die verwendeten Korrekturfaktoren komplexer sind.

In Abbildung 4.14 ist dieselbe Darstellung für die parabolischen Profile mit Wölbungsrücklage bei 50 % der Sehnenlänge zu sehen. Damit ähneln sie den DCA-Profilen, die als Basis für die Ableitung der ursprünglichen Korrelationen zugrunde lagen. Wie erwartet liegen die durch *mises* vorhergesagten Verluste in diesem Fall in dem Bereich der existierenden Korrelationen. Diese Tatsache unterstützt die Annahme, dass die Verwendung von *mises* gerechtfertigt ist. Dennoch muss auch in diesem Fall der Kompressibilitätseffekt korrigiert werden. Bei den abweichenden Punkten handelt es sich um einen kleinen Prozentsatz hochbelasteter Profile, für die keine geometrische Abhängigkeit identifiziert werden konnte.

Für die Deviation war in Abschnitt 2.1.2 bereits gezeigt worden, dass diese Größe direkt von der Belastung des Profils abhängt, was in der bislang genutzten Korrelation in Gleichung 2.8 nicht direkt enthalten ist. Der Ansatz, der hier verfolgt wird, ist daher nicht die Überarbeitung der bestehenden, sondern das Erstellen einer vollständig neuen Korrelation. Mit Hilfe der farblichen Kodierung ist es möglich, erneut Abhängigkeiten zu identifizieren und nach der Methode der Ausgleichsrechnung zu korrigieren. Ähnlich dem durch *Lieblein (1957)* eingeführten korrigierten Profilverlust wird auch hier eine korrigierte Deviation eingeführt. Das Ergebnis

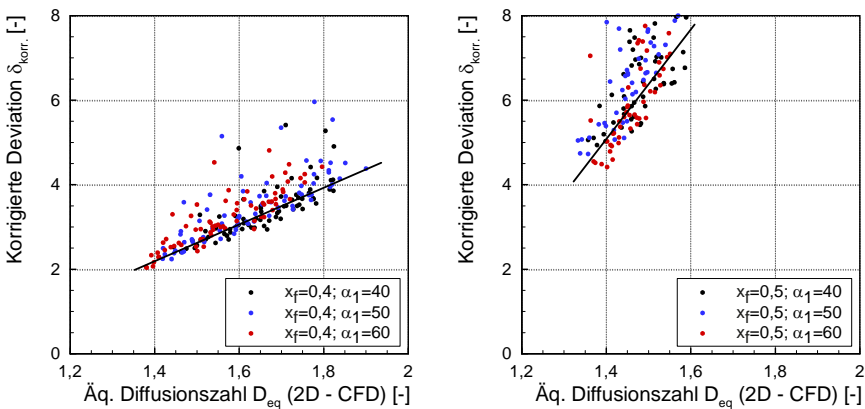


Abbildung 4.15: Überarbeitung der Korrelation der Deviation.

ist in Abbildung 4.15 zu sehen. Es offenbart einen linearen Zusammenhang der korrigierten Deviation von der äquivalenten Diffusionszahl, der seinerseits noch von der Wölbungsrücklage abhängt.

Die Gleichungen zur neuen Korrelation für die Deviation sind ebenfalls in Anhang A.2 aufgeführt. In allen drei Fällen wurden folglich Überarbeitungen vorgenommen oder konnten neue Zusammenhänge aufgezeigt werden. Abschließend steht noch die Durchführung des letzten Schritts des Prozesses an: die Überprüfung der neuen Funktionen.

4.3 Anwendung der überarbeiteten Korrelationen

Die neuen und überarbeiteten Korrelationen sind auf die Parameter der Variationsrechnung angepasst worden und stimmen daher gut mit den dort aufgezeigten Trends überein. Es muss allerdings im Folgenden noch nachgewiesen werden, dass eine tatsächliche Verbesserung bei Anwendung auf reale Verdichter erreicht wird.

Aus diesem Grund werden die beiden Verdichter herangezogen, die bereits in Abschnitt 4.1 zur Evaluierung verwendet wurden. Für beide Verdichter werden die ursprünglichen (rot, offen) und neuen (rot, gefüllt) Korrelationen mit dem Ergebnis der Berechnung durch *mises* (schwarz) verglichen: In Abbildung 4.16 für die äquivalente Diffusionszahl (auch die Diffusionszahl D wurde geprüft), in Abbildung 4.17 für den minimalen Profilverlust und in Abbildung 4.18 für die Deviation. Dabei ist anzumerken, dass die Parameter von Verdichter A (links) in die Parameterauswahl für die Variationsrechnung eingeflossen sind. Die von Verdichter

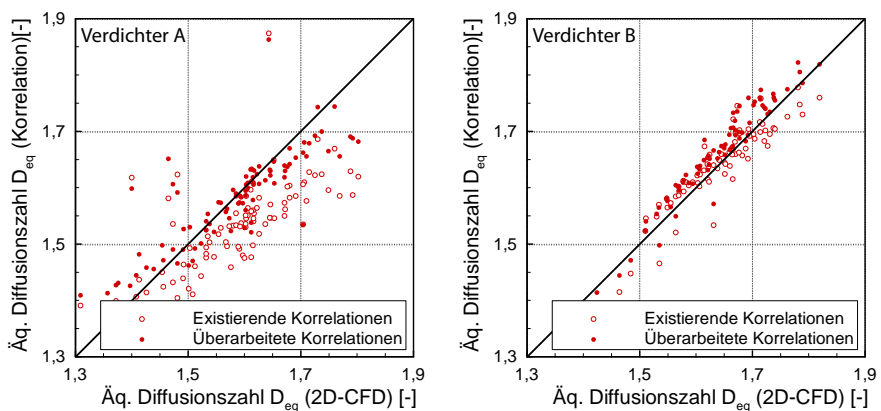


Abbildung 4.16: Vergleich der neuen Korrelationen: Äquivalente Diffusionszahl.

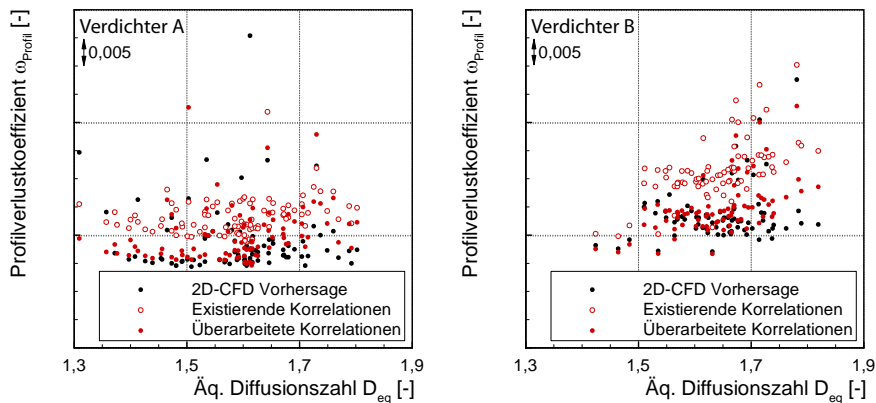


Abbildung 4.17: Vergleich der neuen Korrelationen: Profilverlust.

B (rechts) liegen dagegen nicht vollständig in dem untersuchten Bereich. Es ist daher interessant zu prüfen, ob es mit den Korrelationen auch möglich ist, plausible Werte im Bereich der Extrapolation zu liefern.

Wie bereits aus den vorhergehenden Untersuchungen bekannt, ist es in Abbildung 4.16 das Ziel, dass die Punkte in Deckung mit der schwarzen Linie gebracht werden. Im Fall von Verdichter A liegen die Punkte der überarbeiteten Konfiguration sichtbar näher an dieser, was im Fall von Verdichter B nicht ganz so gut zutrifft. Allerdings ist der Fehler hierbei insgesamt gering.

Im Fall des in Abbildung 4.17 gezeigten Vergleichs ist die Situation dagegen offensichtlicher. In beiden Fällen liegen die Ergebnisse der überarbeiteten Korrelationen deutlich näher an den *mises*-Ergebnissen als die der ursprünglichen. Dabei ist darauf hinzuweisen, dass bereits die zugehörige Korrelation für die Diffusionszahl verwendet wurde. Auf diese Weise wird sichergestellt, dass die neuen Korrelationen als System zusammen fungieren können. Besonders ist die Tatsache hervorzuheben, dass auch viele der abseits liegenden Punkte vom Trend her konsistent vorausgesagt werden. Ein kritischer Blick zeigt aber auch, dass im Bereich hoher Belastungszahlen die Abweichungen tendenziell am größten sind.

Abschließend sind auch die Verbesserungen durch die neue Korrelation für die Deviation in Abbildung 4.18 offensichtlich. Der visuellen Darstellung soll abschließend noch eine statistische Auswertung folgen. Darin wird die durchschnittliche Abweichung ermittelt, die in Tabelle 4.2 für Verdichter A und in Tabelle 4.3 für Verdichter B aufgelistet ist. In dieser bestätigt sich die Verbesserung in Zahlen. Abgesehen von einer Verschlechterung der äquivalenten Diffusionszahl im Fall von Verdichter B konnten die Fehler signifikant reduziert werden, unabhängig davon, ob

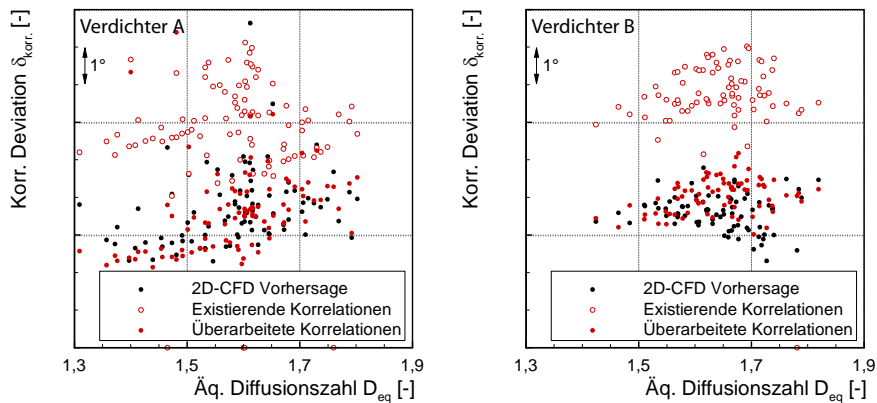


Abbildung 4.18: Vergleich der neuen Korrelationen: Deviation.

es sich um Inter- oder Extrapolation der Parameter handelt. In dem genannten Fall muss aber darauf hingewiesen werden, dass der absolute Fehler niedrig liegt.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass der neu aufgesetzte Prozess erfolgreich benutzt werden konnte, um eine erste Überarbeitung der Korrelationen der Profilumströmung am Auslegungspunkt vorzunehmen. Die bearbeiteten Korrelationen konnten somit auf die Verdichter der aktuellen Triebwerke von *Rolls-Royce* erweitert und ein deutlich größerer Parameterraum abgedeckt werden. Es ist abschließend aber darauf hinzuweisen, dass dies keineswegs von der Aufgabe entbindet, während der Auslegung neuer Verdichter die Vorhersage der Korrelationen sorgfältig zu prüfen; dies gilt vor allem wenn aerodynamisch neuartige Profile verwendet werden.

In Abbildung 4.19 ist das exemplarische Kennfeld der Gesamtverdichter (als Vergleich zu Abbildung 4.1 auf Seite 54) gezeigt, das mit den überarbeiteten Korrela-

Tabelle 4.2: Fehlerreduktion durch neue Korrelationen, Verdichter A.

Parameter	øFehler (exist. Korr.) [%]	øFehler (überarb. Korr.) [%]	Fehlerreduktion [%]
D_{eq}	4,97	2,68	50
$\omega_{\text{Profil, korr.}}$	32,3	11,83	65
δ	44,88	19,04	60

Tabelle 4.3: Fehlerreduktion durch neue Korrelationen, Verdichter B.

Parameter	øFehler (exist. Korr.) [%]	øFehler (überarb. Korr.)[%]	Fehlerreduktion [%]
D_{eq}	15,42	16,87	-10
$\omega_{\text{Profil, kor.}}$	32,91	6,64	80
δ	46,26	14,67	70

tionen berechnet worden ist. Es zeigt sich, dass die Korrektur den Abstand zwischen den Wirkungsgradkurven etwa um ein Drittel verringert. Auch die Steigung der Charakteristiken liegt näher an denen der CFD-Ergebnisse.

Die noch vorhandenen Differenzen erklären sich daraus, dass bislang nicht das komplette System der Korrelationen überarbeitet ist. Während die betrachteten Größen der 2D-Profilströmung mit der der Schaufelbelastung korrelieren, treten in aktuellen Verdichtern überlagernde 3D-Effekte auf, für deren Modellierung Strömungsdetails in den Fokus gerückt werden müssen. Im Folgenden soll daher die Strömung im Schaufelspitzenbereich und ihre Auswirkung auf die Leistungsdaten untersucht werden. Zu diesem Zweck wird auf die hochaufgelösten Messdaten des transsonischen Verdichters der TU Darmstadt zurückgegriffen, so dass die Untersuchungen weitgehend autark vom *Rolls-Royce*-Vorauslegungsprozess durchgeführt werden.

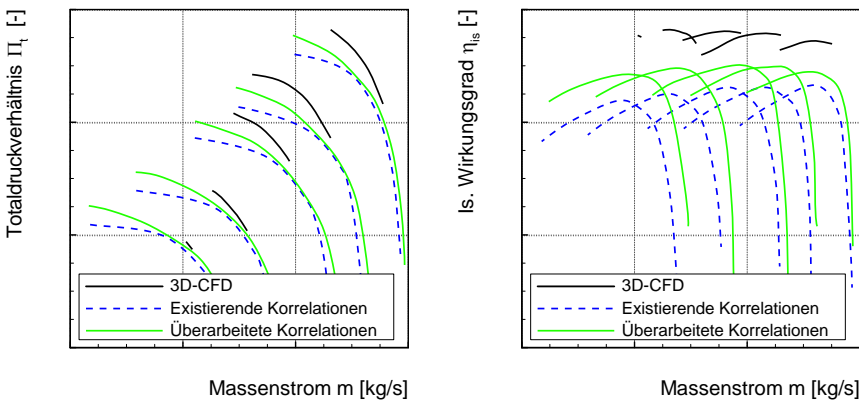


Abbildung 4.19: Veränderung des vorhergesagten Kennfelds.

5 Modellierung der Auswirkung von Blockage

Verdichter mit *tip*-kritischem Betriebsverhalten werden über den gesamten Arbeitsbereich durch Strömungsphänomene an der Blattspitze dominiert. Wie in Abschnitt 2.2.1 beschrieben wurde, entsteht durch die Interaktion der Spalt- mit der Hauptströmung ein Geschwindigkeitsdefizit, das mit Verlusten behaftet ist und für einen geringeren Leistungseintrag sorgt. Sowohl für die Blockage als auch die damit verbundenen Verluste existieren bereits Modelle. Die im Folgenden vorgestellte Untersuchung richtet sich daher weniger auf die Entstehung, sondern auf Details der Auswirkung von Blockage.¹ Unter diesem Aspekt werden daher zunächst die TUD-Rotoren R1 und R4 miteinander verglichen. Daraus ergeben sich neue Hinweise für die Implementierung in *meanline*-Programmen. Zusätzlich wird eine neue Stufenkenngröße sowie ein neues Verfahren zur Bestimmung von Blockage vorgestellt. Abschließend wird das Überrollen von Charakteristiken diskutiert.²

5.1 Strömung im Schaufelspitzenbereich von Rotor-1 und -4

Die Konfigurationen R1-SC und R4-SC wurden in Abschnitt 3.1.2 als *tip*-kritisch vorgestellt. R4 stellt dabei die an der Schaufelspitze überarbeitete Version des konventionellen Designs von R1 dar. Durch einen Vergleich der Leistungsdaten weist Müller (2011) für R4-SC ein höheres Druckverhältnis und eine erweiterte *stall margin* nach.³ Als Hauptgrund wird die verringerte Blockage genannt, was aus den Sondendaten abgeleitet wird, die das radiale Abströmprofil des Rotors zeigen. Aus den vorhandenen Daten ist es allerdings nicht möglich, zwischen dem Einfluss des verringerten Spalts und des 3D-Elements (*forward-sweep*) zu differenzieren.

Die zusammengefassten Erkenntnisse gehen ebenfalls aus den Diagrammen in Abbildung 5.1 (oben) hervor. Im dargestellten Fall sind die Sondendaten in Form der Massenstromdichte aufgetragen, um der kompressiblen Strömung Rechnung zu tragen. Auch in dieser Darstellung ist der Einfluss der Schaufelspitze deutlich sichtbar.

¹ Die Ergebnisse wurden verkürzt auch durch Pixberg und Schiffer (2011) veröffentlicht.

² Die Ergebnisse wurden verkürzt auch durch Pixberg et al. (2012) veröffentlicht.

³ R1-SC und R4-SC besitzen nicht den exakt gleichen Auslegungspunkt.

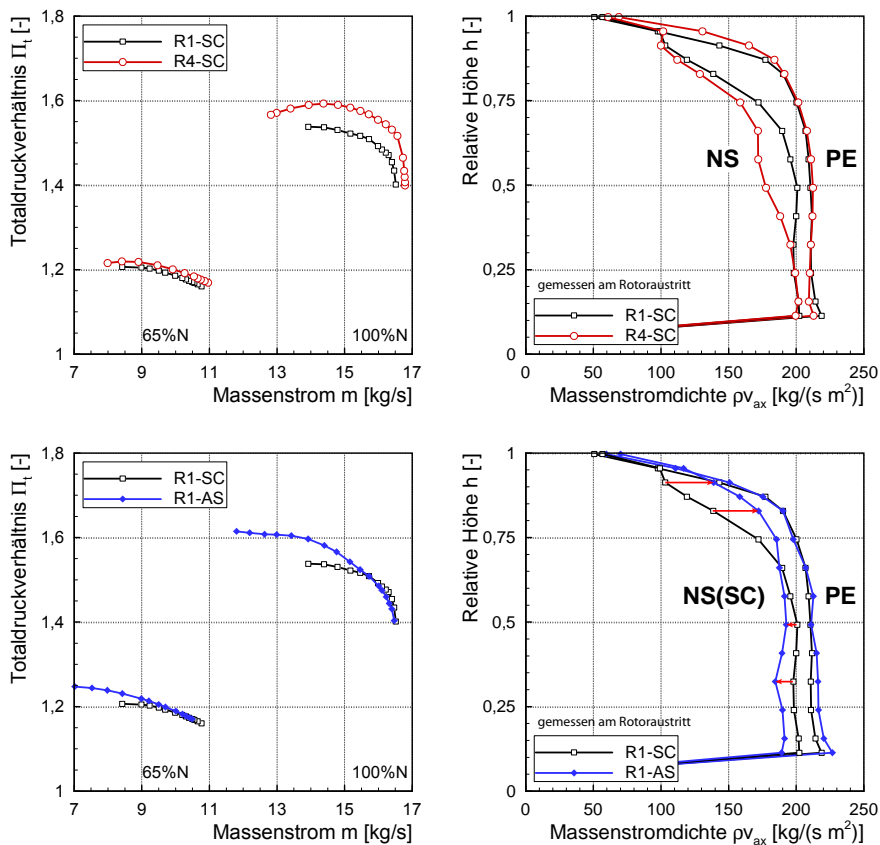


Abbildung 5.1: Änderungen durch Einsatz von R4-SC und eines *axial slot casing treatment*.

Masse, die eigentlich durch die oberen Sektionen fließt, wird durch die Blockage in die unteren Schaufelschnitte verlagert. Diese Umverteilung ist als Düseneffekt bekannt, da die Strömung durch die verkleinerte effektive Fläche beschleunigt wird [Tan (2006)]. Das Phänomen ist bei R4-SC am Auslegungspunkt abgeschwächt. Verglichen mit R1-SC kommt es, wie bei [Müller (2011)] beschrieben, zu einer Rückverschiebung der Masse in die Schaufelspitze.

Bei Betrachtung der Sonderegebnisse jeweils an der Stabilitätsgrenze offenbart sich allerdings, dass R4-SC keine sichtbare Verbesserung bezüglich der Umverteilung der Masse liefert. Dabei ist aber hervorzuheben, dass R4-SC bis zu deutlich kleineren

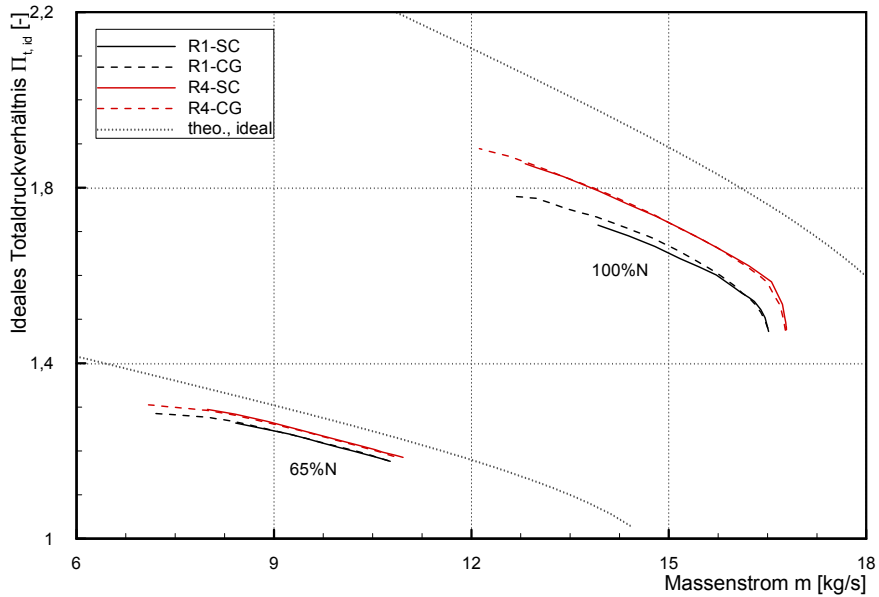


Abbildung 5.2: Vergleich der gemessenen idealen Kennlinien verschiedener Konfigurationen mit denen des analytischen Modells.

Massenströmen stabil betrieben werden kann. Als zusätzliche Vergleichskonfiguration wird in Abbildung 5.1 (unten) R1-AS mit axialen Schlitten im Vergleich zu R1-SC eingeführt. Anhand des Kennfelds zeigt sich, dass auch hier eine signifikante Erweiterung des Arbeitsbereichs möglich ist. Diese ist bei angedrosselten Betriebspunkten mit einer Erhöhung des Totaldruckverhältnisses verbunden, wohingegen am Auslegungspunkt eher eine geringfügige Verschlechterung erkennbar ist. Die Sondendaten stimmen vollständig mit diesen Beobachtungen überein. Am Auslegungspunkt zeigen die Profile kaum Abweichungen voneinander. Das bedeutet, dass sich die Blockage in Form der Verdrängungsdicke nicht verändert hat. Für den Betriebspunkt *NSSC* zeigt sich dagegen sehr deutlich, dass durch das *casing treatment* Masse in den Schaufelspitzenbereich rückverteilt worden ist. Es bestätigt sich folglich, dass Blockage direkt mit dem Arbeitsbereich *tip*-kritischer Rotoren zusammenhängt und einen radialen Einfluss auf die Strömung ausübt.

Blockage ist auch der Erklärungsansatz, mit dem die Unterschiede der Kurven in Abbildung 5.2 begründet werden. Gezeigt sind die nach Gleichung 3.6 idealisierten Kennlinien für R1-SC und R4-SC für die 65 % und 100 % Drehzahl. Es fällt

auf, dass der Verlauf beider Kurven sehr ähnlich ist, aber ein Unterschied in den Absolutwerten besteht. Durch die auch dargestellten Kennlinien der Umfangsnuten (R1-CG, R4-CG) lassen sich dagegen, abgesehen vom Betriebsbereich, nur scheinbar marginale Veränderungen erkennen. Zusätzlich befinden sich in dem Diagramm die theoretischen Kennlinien des analytischen Modells. Da die Kanalgeometrie und die Schaufelwinkel für R1 und R4 identisch sind, können sie gegen dieselbe theoretische Kurve verglichen werden. Es fällt auf, dass auch ein sehr ähnlicher Kurvenverlauf (verglichen mit den experimentellen Daten) besteht, wobei die Kurven hin zu kleinen Massenströmen stärker divergieren. Die Absolutwerte weisen dagegen erneut höhere Werte auf, was im stärkeren Maße für die transsonischen Fälle gilt.

Wie in Abschnitt 3.3.2 auf Seite 46 hergeleitet stellt das idealisierte Druckverhältnis ein Maß für die Totaltemperaturerhöhung und somit den Leistungseintrag dar. Folglich bringt R4 eine höhere Leistung in die Strömung ein als R1. Die theoretische Kurve stellt dabei eine Grenze für den Leistungseintrag dar, die durch eine normale Beschauelfelung nicht überschritten werden kann. Ein Abfall des Leistungseintrags, auch Schaufelkraftdefizit genannt [Smith (1970)], kann im Wesentlichen durch Deviation und Blockage hervorgerufen werden. Für Ersteres ist die Begründung durch die Minderumlenkung offensichtlich. Allerdings ergibt sich aus Sondenmessungen, siehe Abbildung A.11 in Anhang A.6, dass zwischen R1 und R4 nur geringe Unterschiede in der Deviation bestehen, die weder die Differenz zwischen den experimentellen Kennlinien untereinander noch zu der analytischen Kurve erklären.

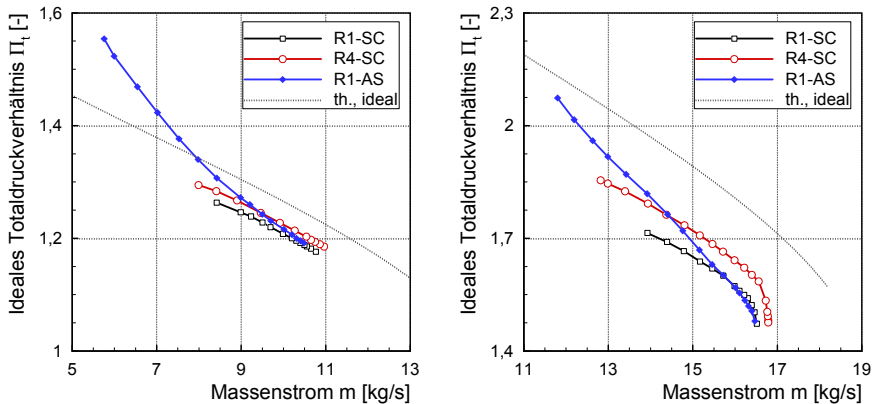


Abbildung 5.3: Kennfeld in Detaildarstellung mit Kurven des *axial slot casing treatment*, 65 % links und 100 % rechts.

Folglich ist hauptsächlich Blockage in den untersuchten Verdichtern für das Schaufelkraftdefizit verantwortlich. Die Ursachen für diesen Leistungsverlust zusätzlich zum Düseneffekt werden daher im folgenden Abschnitt untersucht und quantifiziert.

Die Erkenntnisse stimmen auch mit Ergebnissen an anderen Verdichtern überein. Bei einer Spaltweitenvariation stellte beispielsweise *Moore (1982)* fest, dass bei kleinerem Spalt der Totaldruck steigt und der Arbeitsbereich in beide Richtungen anwächst. Auch die erweiterte Sperrgrenze lässt sich über verringerte Blockage erklären, weil dadurch die effektiv durchströmte Fläche anwächst. Dies führt wiederum zu niedrigeren Geschwindigkeiten, so dass die Sperrgrenze erst bei höheren Massenströmen erreicht wird. Ergebnisse von *Bergner et al. (2005a)* müssen dagegen mit Vorsicht betrachtet werden, da die hier gezeigte sehr drastische Spaltweitenvariation zu einer kompletten Veränderung der Strömungsphänomene führt.

Die Kennlinien der Rotoren mit glattem Gehäuse sind in Abbildung 5.3 im Detail dargestellt, wobei zusätzlich die Konfiguration R1-AS hinzugefügt wurde. Es zeigt sich, dass diese Art des *casing treatment* einen signifikant geänderten Kurvenverlauf aufweist. Anstatt linear anzuwachsen, knickt die Kurve beim Androsseln kurz hinter dem Auslegungspunkt nach oben ab und überschreitet dabei im subsonischen Fall sogar die theoretische Grenze des analytischen Modells. Ein Teil dieses Verlaufs lässt sich durch die Blockagereduktion begründen, die offensichtlich bei axialen Schlitzen größer als bei Umfangsnuten ist. Das Überschreiten der analytischen Kurve bedeutet aber, dass es durch die axialen Schlitze über dem Rotor möglich ist, mehr Energie in die Strömung einzubringen, als es durch die reine Schaufelumlenkung denkbar wäre. Dies deckt sich mit den experimentellen Ergebnissen von *Müller et al. (2011)*, der einen zusätzlichen Leistungseintrag bei Anwendung axialer Schlitze nachweisen konnte. Die Begründung wird dabei darin gesehen, dass das *casing treatment* wie ein Vorleitrad wirkt und im Schaufelspitzenbereich die Rotorinzidenz erhöht, siehe Abbildung 5.4. Zusätzlich wird Fluid möglicherweise in den Schlitzen rezirkuliert und dadurch mehrfach im Rotor umgelenkt. *Brignole (2010)* beschäftigt sich dazu analytisch mit einer Art Rothalpieparameter, um den die EULER-Gleichung erweitert wird, und erfasst somit den Einfluss des *casing treatment*. Da beide Effekte nicht in dem theoretischen Verdichtermodell enthalten sind, wird durch dieses nur der Leistungseintrag durch Umlenkung in der Beschaukelung beschrieben. Für glatte Gehäuse ist dies sinnvoll,

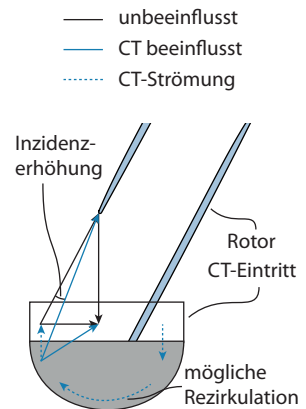


Abbildung 5.4: CT Einfluss.

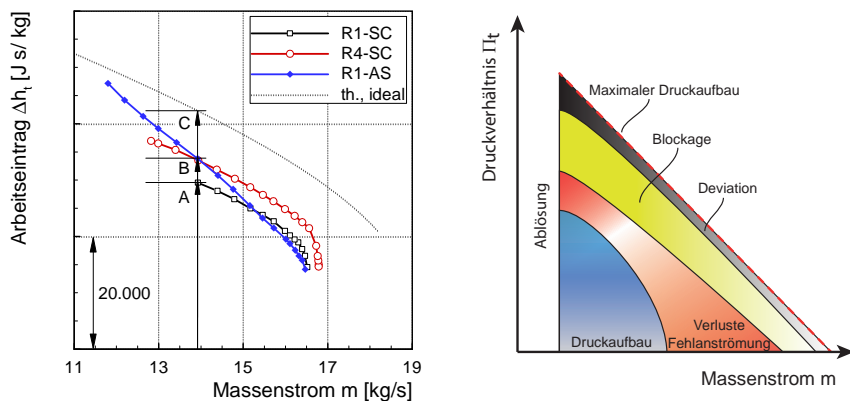


Abbildung 5.5: Vergleich des gemessenen und errechneten Arbeitseintrags und schematische Darstellung eines Kennfelds.

da nach *Bosman und Jadayel (1996)* oder *Lyman (1993)* Rothalpie als Änderung der Totalenthalpie im Relativsystem, beispielsweise durch Reibung am Gehäuse, vernachlässigbar ist.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass in konventionellen Rotoren (R1) nicht das volle Potential des Leistungseintrags durch die Beschaukelung ausgenutzt wird. Dies ist in Abbildung 5.5 (links) an der Teilstrecke (A-C) zu sehen, wobei die potentielle Grenze wieder durch das Modell des idealen Verdichters berechnet wird. Gerade in *tip*-kritischen Verdichtern ist diese Reduktion verstärkt auf Blockage am Gehäuse zurückzuführen. Durch Verbesserung des Schaufelspitzenbereichs (R4) in Form von kleineren Spalten und Vorwärtspfeilung kann der Abstand zwischen theoretisch möglichem und tatsächlichem Leistungseintrag verkleinert werden (A-B). Es wird aber immer noch nicht das volle Potential ausgeschöpft (C). Um dies zu quantifizieren, wird im folgenden Abschnitt mit dem Potentialgrad ζ_{pot} eine neue Stufenkenngröße eingeführt.

In Abbildung 5.5 (rechts) ist ein exemplarisches Stufenkennfeld aufgetragen. Der maximale Druckaufbau wird durch Verluste und Deviation verringert. Als zusätzliche Reduktion der Leistung ist hier die Blockage eingezeichnet, wobei die Ursachen für diese Auswirkung der Blockage im nächsten Abschnitt näher beleuchtet werden. Weiterhin wurde festgestellt, dass Blockage durch Umfangsnuten weniger stark beeinflusst wird als durch axiale Schlitze, was für Kapitel 6 von Bedeutung ist. Durch letztere ist es möglich, dass der Rotor zusätzliche Energie in die Strömung einbringt, so dass die Grenze des theoretischen Modells überschritten wird.

5.2 Einführung eines Potentialgrads

Um den durch Blockage verminderten Leistungseintrag besser zu verstehen, ist es hilfreich, sich die Effekte eindimensional vorzustellen. Zu diesem Zweck ist die Blockage über einem Rotor in Abbildung 5.6 vereinfacht dargestellt. Dabei ist die Modellvorstellung aus Abschnitt 2.2.2 übernommen worden, Blockage in Form einer Verdrängungsdicke abzubilden. Im Modell verkleinert sich die effektiv durchströmte Fläche, so dass folglich im blockierten Gehäusebereich kein Massenstrom angenommen wird. Dies führt zu dem beschriebenen Düseneffekt, bei dem die Geschwindigkeit im unteren Teil der Schaufel ansteigt, was in dem realen Geschwindigkeitsprofil in rot sichtbar ist. Als weitere Folge der Massenumverteilung in den unteren Bereich verringert sich bei eindimensionaler Betrachtung auch der mittlere Strömungsradius $r_{m,real}$. Zum Vergleich ist für denselben Verdichter, allerdings ohne Blockage, ebenfalls der mittlere Strömungsradius $r_{m,th,id}$ eingezeichnet.

$$\Delta h_t = u \cdot \Delta v_u \quad (5.1)$$

Die Verringerung des mittleren Strömungsradius durch Blockage ist die zweite Ursache für die Leistungsabsenkung. Dies bestätigt sich experimentell, was im Folgenden gezeigt wird. Aus der für Rotoren ohne Vordrall (wie R1 und R4) vereinfachten EULER-Gleichung 5.1 lässt sich ableiten, dass der Radieneffekt die Umfangsgeschwindigkeit u und darüber direkt auch den Leistungseintrag verringert. Der Effekt gleicht in der Auswirkung faktisch einer Verringerung der effektiven

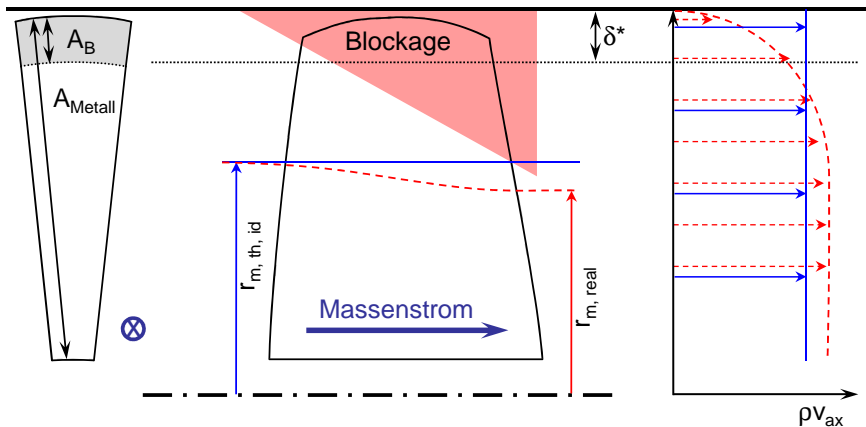


Abbildung 5.6: Modellierung von Blockage in Form der Verdrängungsdicke.

Drehzahl. Aus der Betrachtung der Geschwindigkeitsdreiecke, für den Mittenschnitt im Vorgriff in Abbildung 5.8 dargestellt, resultiert weiterhin, dass sich hierdurch auch die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit verkleinert. Es wurden die beiden folgenden Ursachen für die Einbußen im Leistungseintrag identifiziert:

1. Düseneffekt: Beschleunigung durch kleinere Austrittsfläche
2. Radieneffekt: Verringerung des mittleren Strömungsradius

Der Radieneffekt wird im Vorauslegeprogramm von *Rolls-Royce* nicht berücksichtigt, weshalb im nächsten Schritt dessen Einfluss aufgezeigt wird. Zu diesem Zweck wird im theoretischen 1D-Verdichtermodell Blockage auf zwei Arten implementiert. Im ersten Fall wird nur der Düseneffekt benutzt, indem die Strömungsfläche verkleinert wird. Im zweiten Fall wird zusätzlich auch der mittlere Strömungsradius angepasst, wobei dafür Gleichung 5.2 abgeleitet aus der Blockagedefinition in Gleichung 2.12 verwendet wird.

$$r_m = \sqrt{\frac{r_o^2 \cdot (1 - B) + r_i^2 \cdot (1 + B)}{2}} \quad (5.2)$$

Die Ergebnisse sind in Abbildung 5.7 (links) gezeigt. Daraus folgt, dass die Leistung durch beide Effekte im relevanten Arbeitsbereich in ähnlicher Größenordnung vermindert wird. Die Implementierung beider Effekte ist für die Vorauslegung in Bezug auf Blockageeffekte daher empfehlenswert.

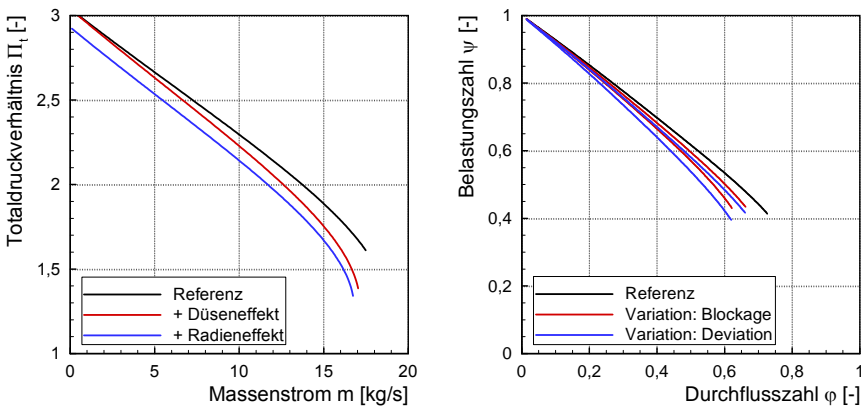


Abbildung 5.7: Auswirkung von Blockage und Deviation auf das ideale Verdichterkennfeld.

Im Anschluss stellt sich die Frage, wie der Blockageeinfluss bezüglich des verringerten Leistungseintrags mit Hilfe dimensionsloser Größen quantifiziert und vor allem von der Deviation abgegrenzt werden kann. Eine sehr gebräuchliche Größe im Bereich der Turbomaschinen ist die Belastungszahl Ψ in Gleichung 5.3.

$$\Psi = \frac{\Delta h_t}{u^2} \quad (5.3)$$

Diese ist in Abbildung 5.7 für verschiedene Fälle mit jeweils variierten Werten für Blockage und Deviation dargestellt, die denen in Abbildung 3.10 auf Seite 48 entsprechen. Die Berechnung wurde dabei mit dem analytischen Modell für die R1-Geometrie durchgeführt. Es ist anzumerken, dass die Parameter so gewählt sind, dass sich der Leistungseintrag pro Variationsschritt für Blockage und Deviation im relevanten Arbeitsbereich jeweils etwa identisch verringert. Doch trotz gleicher Leistungsänderung liegen die Kurven der Belastungszahl nicht aufeinander. Es fällt auf, dass Blockage eine geringere Veränderung in der Leistungszahl bewirkt.

Dies lässt sich anhand der Geschwindigkeitsdreiecke in Abbildung 5.8 erklären, die jeweils isoliert sowohl für Blockage als auch für Deviation im Vergleich zur idealen Referenz gezeichnet sind. Vereinfachend wird dabei eine konstante Axialgeschwindigkeit angenommen. In beiden Fällen ändert sich der Leistungseintrag um dieselbe Differenz. Aber nur bei Blockage verringert sich durch den Radieneffekt die Umfangsgeschwindigkeit. Aus diesem Grund unterscheiden sich die Geschwindigkeitsdreiecke auch in der Relativgeschwindigkeit. Bezogen auf Gleichung 5.3 ergibt sich, dass der verringerte Leistungseintrag durch die ebenfalls verringerte Umfangsgeschwindigkeit in der Belastungszahl teilweise ausgeglichen wird. Das bedeutet,

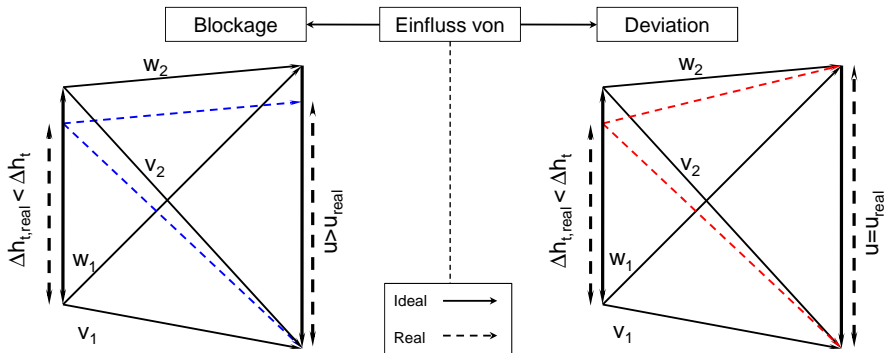


Abbildung 5.8: Einfluss von Blockage und Deviation auf die Geschwindigkeitsdreiecke.

dass Einbußen im Leistungseintrag aus verschiedenen Quellen zu unterschiedlichen Auswirkungen in der Belastungszahl führen.

$$\zeta_{\text{pot}} = \frac{\Delta h_{\text{t,real}}}{\Delta h_{\text{t,th,id}}} \tag{5.4}$$

Es wird deshalb eine neue Stufenkenngröße eingeführt, die das Verhältnis aus real gemessenem Leistungseintrag und dem theoretischen Leistungspotential (theoretisch maximaler Leistungseintrag) der Schaufel beschreibt. Dieser Potentialgrad der Stufenleistung (*degree of stage work potential*) ist in Gleichung 5.4 aufgezeigt.

Für jede Beschauelung (mit glattem Gehäuse) existiert bei einem festen Massenstrom und vorgegebener Zuströmung ein theoretisches Leistungsmaximum. Dieses liegt für einen einzelnen Profilschnitt alleine durch die EULER-Gleichung fest. Zur Berechnung einer gesamten Schaufel mit mehreren Schnitten ist es daher empfehlenswert, das theoretische Leistungspotential mit Hilfe eines 2D-Verdichtermodells zu berechnen. Vom Verfahren ähnelt die Größe damit der Bildung des isentropen Wirkungsgrads, bei dem die gemessene Leistung auch ins Verhältnis zu einer isentrop, theoretischen Leistung gesetzt wird. Dabei lässt sich diese zu dem Druckverhältnis gehörende isentrope Leistung einfach über die Zustandsänderung berechnen. Dagegen muss im Fall des Potentialgrads die Strömungsänderung über die ideale Schaufel berücksichtigt werden. Doch trotz der Ähnlichkeit bei der Bildung der Kenngrößen ist der Potentialgrad kein Wirkungsgrad. Die Abgrenzung wird durch die in Abbildung 5.9 dargestellten Leistungen deutlich. Der Potentialgrad beschreibt, welcher prozentuale Anteil des möglichen Leistungspotentials tatsächlich in die Strömung eingebracht werden. Das ungenutzte (zusätzliche) Potential existiert aber in der Realität

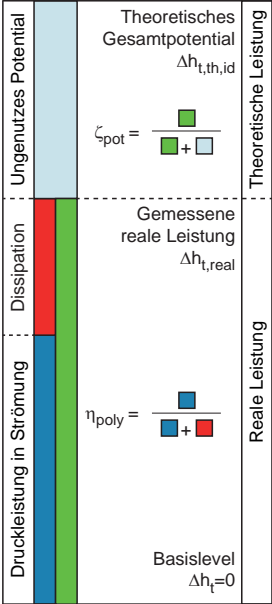


Abbildung 5.9: Leistungen im Verdichter.
 nirgendwo in der Strömung und kann somit auch nicht dissipiert werden. Der (polytrope) Wirkungsgrad beschreibt dagegen, welcher Anteil der tatsächlich eingebrachten Arbeit noch in Form von Druckenergie vorliegt. Die Differenz dieser beiden Leistungen liegt in Form nicht nutzbarer Wärme vor, was mit einer entsprechenden Entropiesteigerung verbunden ist.

Nachdem der Potentialgrad eingeführt ist, wird er auf die Messdaten von R1 und R4 angewandt. Dabei wird das Leistungspotential wieder durch das in Abschnitt 3.3 vorgestellte Modell berechnet. Diese Daten werden auch für die Konfigurationen mit Umfangsnuten verwendet, da durch sie kein zusätzlicher Leistungseintrag wie bei den axialen Schlitzten bewirkt wird und SC- und CG-Version daher identisches Leistungspotential besitzen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5.10 (links) dargestellt. Der Potentialgrad aller Kurven der SC-Konfigurationen wächst beim Androsseln an. Allerdings verringert sich der Gradient dabei immer weiter, bis beim *stall*-Eintritt etwa der Scheitelpunkt erreicht ist. Die Verminderung des Gradienten wird durch die beim Androsseln wachsende Blockage verstärkt, was in Anhang A.4 anhand generischer Fälle erklärt wird. Weiterhin fällt auf, dass das allgemeine Niveau des Potentialgrads mit steigender Drehzahl abnimmt. Da die *tip*-kritischen Konfigurationen maßgeblich durch Blockage und nur wenig durch Deviation beeinflusst sind, deutet dies darauf hin, dass die Blockage mit steigender Drehzahl anwächst. Dies entspricht dem Zusammenhang, dass mit der Drehzahl ebenfalls auch das Spaltdruckgefälle, die Ursache der Blockage, zunimmt. Im Vergleich von R1 und R4 fällt direkt auf, dass die Überarbeitung der Schaufelspitze in Form eines kleineren Spalts und Vorwärtspfeilung einen gesteigerten Potentialgrad bewirkt. Auch das stimmt mit der Tatsache überein, dass Blockage in R4 verringert werden konnte. Der Potentialgrad wird folglich durch Blockage- oder Deviationsverringerung verbessert, was technisch beispielsweise durch einen kleineren Spalt oder *sweep* realisierbar ist. Eine weitere Möglichkeit zur Blockageverringerung besteht in der Anwendung von *casing treatments*, weshalb auch die Umfangsnuten in dem Diagramm enthalten sind. Es

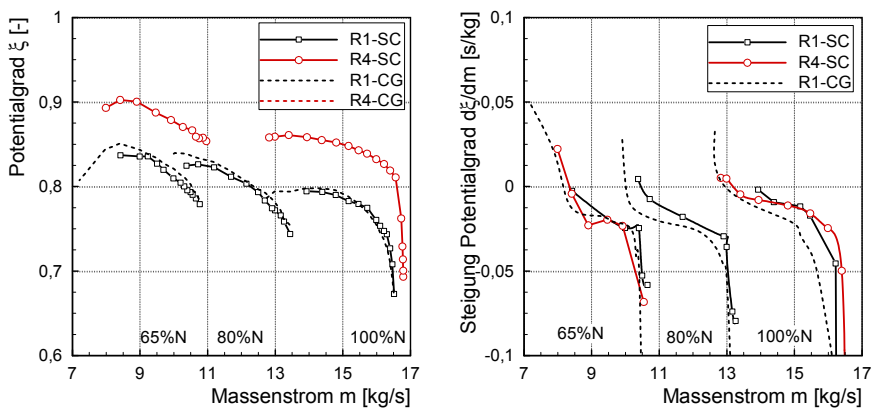


Abbildung 5.10: Potentialgrad und dessen Steigung für verschiedene Konfigurationen.

zeigt sich, dass der Potentialgrad vor allem zu angedrosselten Betriebspunkten hin verbessert ist. Im Anschluss kommt es dann aber zum Überrollen.

Aus diesem Grund ist in Abbildung 5.10 (rechts) die Steigung der Kurven aufgetragen. Daraus geht wie erwartet hervor, dass bei glattem Gehäuse die Stabilitätsgrenze erreicht ist, wenn die Steigung von negativen zu positiven Werten wechselt. Im Fall der *casing treatment*-Konfigurationen sind die Steigungen zunächst niedriger, steigen dann aber mit Erreichen des Betriebspunkts *NSSC* in den positiven Bereich signifikant an. In Kapitel 6 werden deshalb Blockage und der Blockageanstieg zwischen dem Auslegungspunkt und *NSSC* genauer untersucht.

Es stellt sich daher die Frage nach der Blockagebestimmung. In Abschnitt 2.2.2 wurde die Methode vorgestellt, Blockage (Gleichung 2.12) in Form der Verdrängungsdicke (Gleichung 2.11) aus Sondendaten (wie in Abbildung 5.1) zu ermitteln. Die Schwierigkeit dabei ist die Wahl der Geschwindigkeit der freien Strömung v_∞ . In *tip*-kritischen Rotoren, deren Nabenblockage vernachlässigbar ist, wird im Folgenden ein neuer Ansatz vorgestellt. Der Potentialgrad lässt sich wie in Gleichungen 5.5 mit Hilfe der vereinfachten EULER-Gleichung umformen.

$$\begin{aligned}
 \zeta_{\text{pot}} = \frac{\Delta h_{t,\text{real}}}{\Delta h_{t,\text{th,id}}} &= \left(\frac{\Delta v_{u,\text{real}}}{\Delta v_{u,\text{th,id}}} \right) \cdot \left(\frac{u_{\text{real}}}{u_{\text{th,id}}} \right) \\
 &= \left(\frac{\Delta v_{u,\text{real}}}{\Delta v_{u,\text{th,id}}} \right) \cdot \left(\frac{r_{m,\text{real}}}{r_{m,\text{th,id}}} \right) \\
 &= \left(\frac{\Delta v_{u,\text{real}}}{\Delta v_{u,\text{th,id}}} \right) \cdot \sqrt{\left(\frac{(r_o - \delta^*)^2 + r_i^2}{r_o^2 + r_i^2} \right)} \\
 &= \left(\frac{\Delta v_{u,\text{real}}}{\Delta v_{u,\text{th,id}}} \right) \cdot \sqrt{\left(1 - B \cdot \frac{r_o^2 - r_i^2}{r_o^2 + r_i^2} \right)} \quad (5.5)
 \end{aligned}$$

Einerseits ist dies der theoretische Zusammenhang des Radieneffekts und zeigt somit die direkte Abhängigkeit des Potentialgrads von der Blockage⁴, andererseits kann der Zusammenhang mit Hilfe der EULER-Gleichung zu Gleichung 5.6 umgeformt werden. Dabei ist r_m^M der massengemittelte Strömungsradius.

$$B = \left(1 - \left(\frac{r_{m,\text{real}}^M}{r_{m,\text{th,id}}^M} \right)^2 \right) \cdot \frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (5.6)$$

⁴ Details zur Herleitung in Anhang A.5

Um diese Gleichung zur (thermodynamischen) Bestimmung von Blockage benutzen zu können, muss das radiale Profil der Massenstromdichte hinter dem Rotor vorliegen. Für diese wird von Müller (2011) eine Genauigkeit von $\pm 1,5\%$ angegeben, was zu einer Abweichung in der Blockage in der Größenordnung von $\pm 50\%$ führen kann. Damit sind die Ergebnisse für weitere Untersuchungen nicht nutzbar.

Das Verfahren wird daher abgewandelt und anhand des Diagramms in Abbildung 5.11 (links) erklärt. Aus den Leistungsmessungen ist die Kennlinie bekannt. Zusätzlich lassen sich mit Hilfe des analytischen Verdichtermodells theoretische Kennlinien berechnen. Dabei ist der Kurvenparameter der theoretischen Kennlinienschar die Blockage. Jede theoretische Kurve in dem Diagramm wurde folglich für eine andere (aber für die Kennlinie konstante) Blockage berechnet. An dem Betriebspunkt, an dem sich reale und theoretische Kennlinie schneiden, liegt in dem realen Verdichter diejenige Blockage vor, die dem theoretischen Modell als Kurvenparameter vorgegeben wurde. Daraus kann folgendes Verfahren zur Bestimmung der Blockage an einem festen Betriebspunkt abgeleitet werden. Die Blockage wird im theoretischen Modell solange schrittweise erhöht, bis das vorhergesagte theoretische Druckverhältnis dem aus der realen Messung entspricht. Je stärker die Steigung der Kurven in diesem Punkt voneinander abweichen, desto größer ist der Blockageanstieg der realen Konfigurationen. Das Verfahren bringt einerseits den Vorteil, dass die Ungenauigkeit der Blockagebestimmung etwa im Bereich der Messungenauigkeit der Kennlinie von etwa $\pm 0,6\%$ liegt, und andererseits kann die Blockage ohne Sondenergebnisse an jedem Betriebspunkt vorgenommen werden.

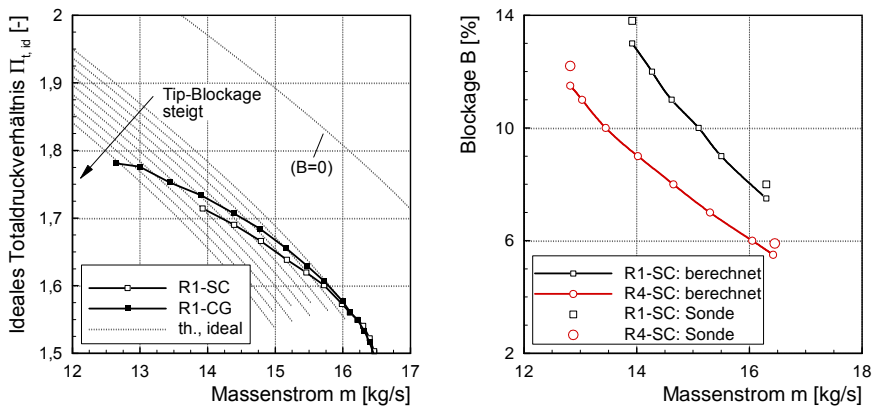


Abbildung 5.11: Ermittlung der Blockage aus Leistungsdaten und Abgleich mit Sondenergebnissen (Deviation berücksichtigt).

Sofern bekannt, lässt sich die Deviation im theoretischen Modell vorgeben. Liegen dagegen keine Informationen für die Deviation vor, wird in Abbildung A.12 in Anhang A.6 gezeigt, dass sich die Absolutwerte der Blockage um einen konstanten Betrag verschieben. Die Steigung der Blockagekurve über den Massenstrom bleibt dagegen unbeeinflusst. Es sei abschließend zusätzlich noch einmal darauf hingewiesen, dass das Verfahren nur für *tip*-kritische Verdichter benutzt werden kann, da die Vereinfachung vernachlässigbarer Nebenblockage die Ergebnisse ansonsten verfälscht.

Die Ergebnisse des Verfahrens für R1-SC und R4-SC bei Nenndrehzahl sind in Abbildung 5.11 (rechts) dargestellt. Am Auslegungspunkt und nahe der Betriebsgrenze kann Blockage herkömmlich aus Sondendaten in Form der Verdrängungsdicke (aerodynamisch) bestimmt werden. An diesen Fällen wird die neue Methode abgeglichen. Es zeigt sich, dass die Werte in derselben Größenordnung liegen. Weiterhin ergibt sich, dass die Blockage in R4 gegenüber R1 verringert ist, was alle vorherigen Erkenntnisse unterstreicht. Abschließend fällt zusätzlich auf, dass auch der Gradient der Blockagekurve kleiner ausfällt und Blockage beim Androsseln von R4 entsprechend langsamer anwächst. Dabei ist kein besonderer Einfluss der Spaltwirbel-Stoß-Interaktion, beispielsweise in Form eines unstetigen Blockageanstiegs durch Wirbelaufplatzen, zu finden.

Es lässt sich zusammenfassen, dass die Auswirkung von Blockage in Form des verringerten Leistungseintrags durch den Düsen- und Radieneffekt verursacht wird. Beide Effekte beeinflussen in direkter Weise die Geschwindigkeitsdreiecke, welche die Grundlage für die Vorauslegung und die darin benutzten Korrelationen in Kapitel 4 bilden. Die Auswirkung fehlerhafter Geschwindigkeitsdreiecke betrifft sowohl die direkte als auch alle nachfolgenden Stufen. Um die Auswirkung der Blockage daher in der Vorauslegung genauer abzubilden, wurde ein neues einfaches Modell für die Implementierung des Radieneffekts vorgestellt.

Mit dem Potentialgrad existiert eine neue Stufengröße, die beschreibt, wie viel des theoretisch maximal möglichen Leistungseintrags tatsächlich in die Strömung eingebracht wird. Sie stellt somit ein Maß für das Schaufelkraftdefizit dar, wie es durch Deviation und Blockage entsteht. In *tip*-kritischen, von Blockage dominierten Verdichtern lässt sich daraus folglich eine neue Methode zur Blockagebestimmung ableiten, welche für den gesamten Arbeitsbereich angewendet werden kann.

Anders als die Kurven des Potentialgrads neigen die Charakteristiken des TSV zum Überrollen. Dass dies eine weitere Auswirkung der Blockage ist, die durch die *Rolls-Royce*-Vorauslegeprogramme bislang nicht abgebildet werden kann [Wright und Miller (1991)], wird im folgenden Abschnitt diskutiert.

5.3 Überrollen von Kennlinien im Verdichterkennfeld

Als Ergebnis ihrer Untersuchungen zum *stall*-Verhalten von subsonischen Verdichtern stellen *Camp und Day (1998)* die Verbindung zur Steigung der Charakteristik her: am Scheitelpunkt der Charakteristik tritt *modal-stall* auf, im fallenden Teil *spike-stall*. Ein signifikantes Überrollen der Charakteristik tritt nicht auf. In Abbildung 5.12 sind zum Vergleich die Kennlinien des TSV sowohl für sub- als auch für transsonische Drehzahlen gezeigt. Neben R1 und R4 sind auch Konfigurationen

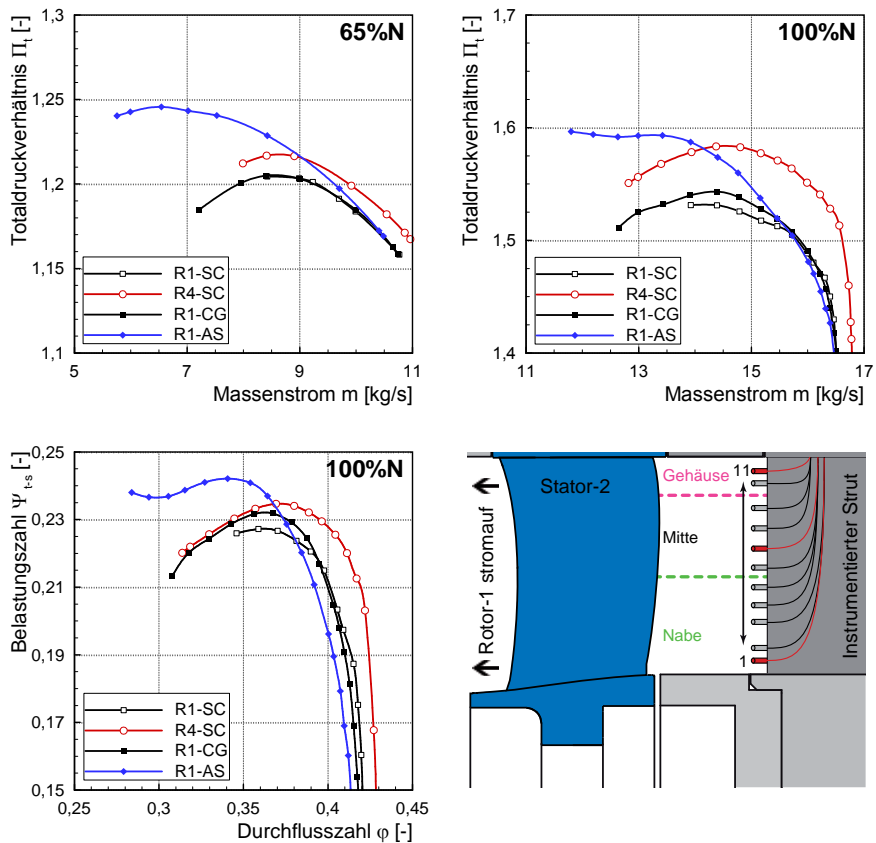


Abbildung 5.12: Überrollen der Charakteristiken bei unterschiedlichen Drehzahlen und Darstellungen. Instrumentierung am Stufenaustritt.

mit *casing treatments* enthalten. Es fällt auf, dass außer für R1 alle Kurven überrollen, für transsonische stärker als für subsonische. Die Kennlinie von R1 erreicht nur den Scheitel der Kurve. Nach dem Modell von *Camp und Day (1998)* müssten dagegen alle Konfigurationen mit glattem Gehäuse die Stabilitätsgrenze im abfallenden Teil der Charakteristik erreichen, da sie *spike-type stall-inception* aufweisen [*Müller (2011)*]. Aus diesem Grund wurde zunächst der Einfluss der Mittelungsverfahren und Kenngrößen zur Darstellung des Kennfelds überprüft. Ersteres zeigt nur geringfügige Veränderungen, vor allem nicht bei den deutlich überrollenden Kurven (z. B. R4). Bezüglich des Überrollens zeigt auch das Auftragen der Kurven über andere Kenngrößen keinen Einfluss, wie in Abbildung 5.12 (unten, links) anhand der normal für subsonische Maschinen genutzten Belastungszahl zu sehen ist.

Im Folgenden werden daher die Konfigurationen mit dem Ziel untersucht, die Ursachen des Überrollens zu identifizieren. Dabei ist es hilfreich, dass die Gesamtkennlinie durch Vermessen der Stufenabströmung mit elf radial verteilten Sonden ermittelt wird, siehe Skizze in Abbildung 5.12 (unten, rechts). An jeder Sondenposition liegen somit Totaldruck und -temperatur vor, so dass sich dort jeweils eine eigene Teilkennlinie für Totaldruckverhältnis und Wirkungsgrad bilden lässt. Diese örtliche Verteilung der Verdichterkennlinien ist in Abbildung 5.13 für R1 aufgezeigt. Zunächst ergibt sich, dass sich die Teilkennlinien des ausgewählten Verdichters in drei Gruppen gleichen Verhaltens aufteilen lassen. Anders als zu erwarten, tritt das Überrollen der Totaldruckkurven in der Gruppe des mittleren Schaufelbereichs auf.

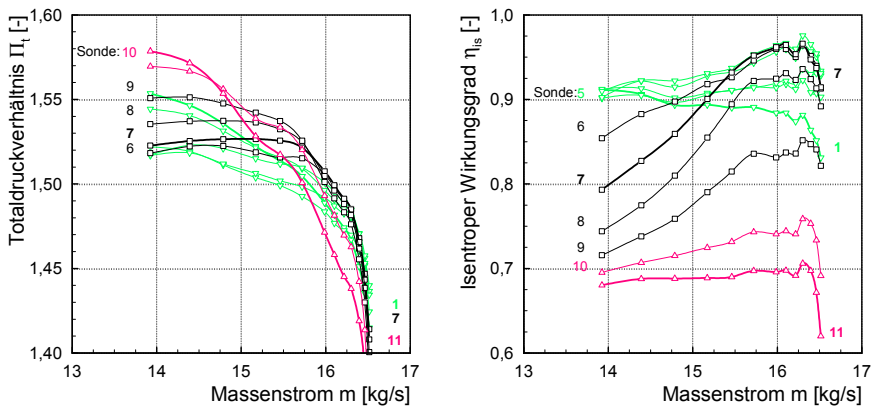


Abbildung 5.13: Örtliche Verteilung der Verdichterkennlinien bei 100 % Drehzahl (grün: Nabe, schwarz: Mitte, rot: Gehäuse).

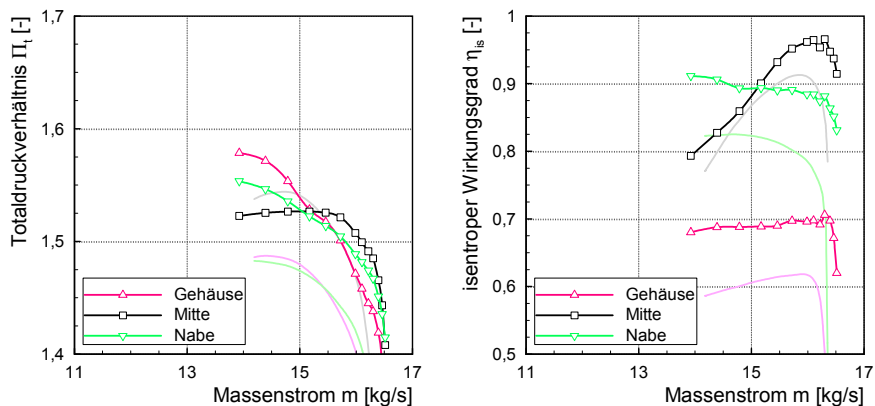


Abbildung 5.14: Örtliche Verteilung der Verdichtercharakteristiken bei 100 % Drehzahl (hinterlegte Kurven: numerische Ergebnisse).

Am Gehäuse und an der Nabe weisen die Kennlinien dagegen stets negative Steigung auf. Auch in den Wirkungsgradkurven äußert sich das stark inhomogene Verhalten. Während die Gehäusegruppe auf niedrigem und die Nabengruppe auf hohem Niveau beim Androsseln nur geringen Wirkungsgradabfall aufweisen, verändern sich die Werte des mittleren Schaufelbereichs sehr deutlich. Am Auslegungspunkt bewegen sie sich auf dem hohen Level des Nabenbereichs, um sich beim Androsseln dem niedrigen Level des Gehäuses anzunähern. Dabei handelt es sich nicht alleine um einen transsonischen Effekt, da die Ergebnisse des subsonischen Falls (gezeigt in Abbildung A.13 in Anhang A.6) identisches Verhalten aufweisen.

Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird im Weiteren für jede der drei Gruppen diejenige Kennlinie ausgewählt, die das Verhalten der jeweiligen Gruppe am deutlichsten repräsentiert. In Abbildung 5.14 werden diese gegen Kennlinien der CFD-Rechnung verglichen⁵, die an denselben radialen Positionen ermittelt wurden. Trotz der abweichenden Statorgeometrie (R1S1 statt R1S2⁶) werden die Trends bestätigt. Aufgrund dieser Übereinstimmung kann die folgende Argumentation durch numerische Ergebnisse an Positionen erweitert werden, an denen keine experimentellen Daten vorliegen.

Bereits beim Abgleich der Numerik mit experimentellen Daten in Form der Statorabströmung in Abbildung 3.12 auf Seite 51 zeigte sich ein Gebiet erhöhten

⁵ Die Randbedingungen sind in Abschnitt 3.4 dargestellt.

⁶ Dieser Einfluss wird sowohl in Abschnitt 3.4 als auch in Anhang A.3 diskutiert.

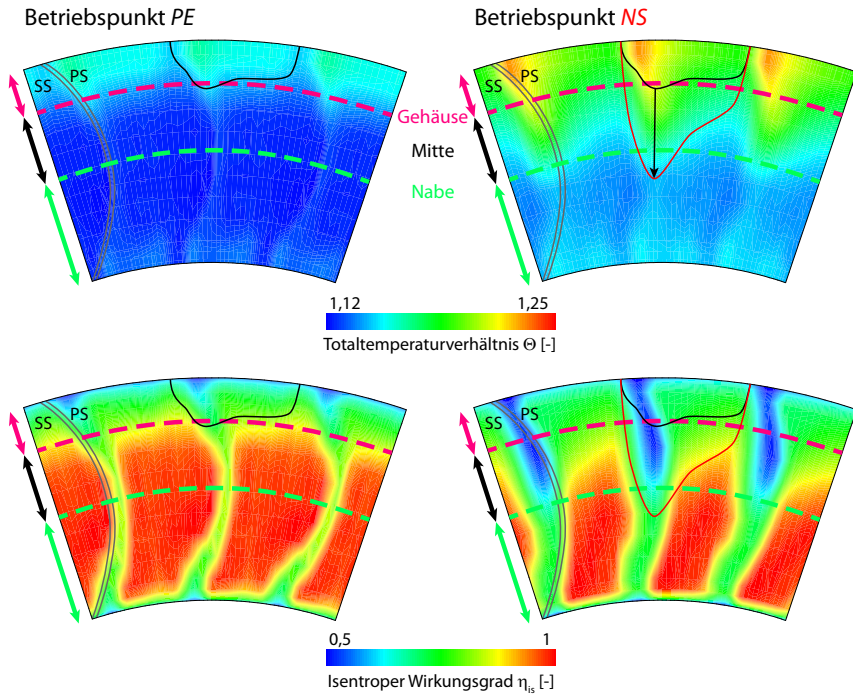


Abbildung 5.15: Stator-2 Ebene stromab (drei Passagen dargestellt): Totaltemperaturverhältnis und isentroper Wirkungsgrad am Betriebspunkt PE und NS.

Totaltemperaturverhältnisses, das ein Maß für den Leistungseintrag darstellt. Dieses Gebiet, das sich am Auslegungspunkt auf den direkten Gehäusebereich beschränkt, nimmt beim Androsseln an Intensität zu und dehnt sich radial beinahe auf die Hälfte der Passage aus. In Abbildung 5.15 sind die experimentell ermittelten Daten um die des Wirkungsgrades erweitert. Aus diesen folgt, dass die Bereiche des hohen Leistungseintrags besonders verlustbehaftet sind. Diese Beobachtung deckt sich mit experimentellen Ergebnissen von *Morris et al. (2008)*. Dieser stellte den Rotor des transsonischen Verdichters in *Notre Dame* mit Hilfe von Magnetlagern exzentrisch ein. Auf diese Weise ergibt sich ein asymmetrischer Spalt, der an einer festen Umfangsposition besonders groß und auf der gegenüberliegenden Seite entsprechend klein ist. In der Abströmung ist der Durchfluss im Bereich des großen Spalts als Folge der Blockage verringert, wodurch der Leistungseintrag am Gehäuse steigt. Doch aufgrund der ebenfalls gestiegenen Verluste sinkt der Totaldruck. Diese Tatsache

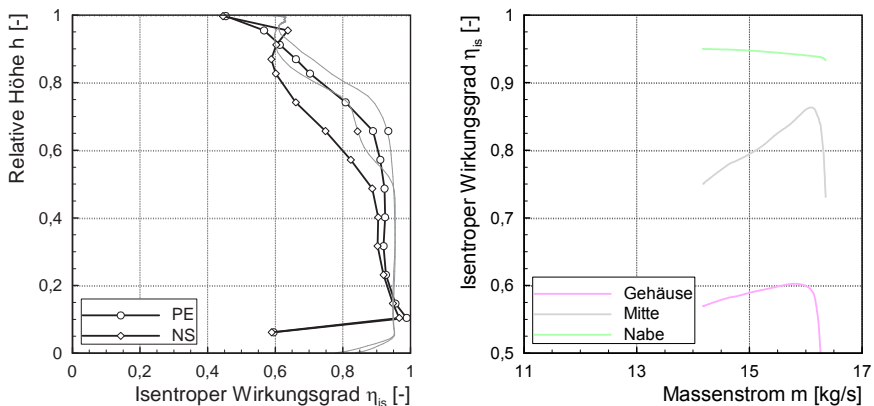


Abbildung 5.16: Links: Ergebnisse der Sondenmessungen hinter R1-5C, isentroper Wirkungsgrad bei 100 % Drehzahl (grau: numerische Ergebnisse). Rechts: Örtliche Verteilung der Rotor-Only-Verdichtercharakteristiken bei 100 % Drehzahl (numerische Ergebnisse).

legt die Vermutung nahe, dass die Ursache in der Spaltströmung zu finden ist. Da es sich bei den gezeigten Ergebnissen allerdings um Daten der Statorabströmung handelt, muss die Verbindung zum Rotorspitzenbereich erst nachgewiesen werden.

Zu diesem Zweck werden radiale Wirkungsgradprofile der Rotorabströmung experimentell und numerisch in Abbildung 5.16 (links) untersucht. Sie zeigen, dass gerade in der oberen Mitte der Schaufel der Wirkungsgrad abfällt, während am Gehäuse und in der unteren Hälfte nur wenige Veränderungen sichtbar sind. Die repräsentativen Teilkennlinien des Rotors, die in Abbildung 5.16 (rechts) zu sehen sind, sind nur numerisch zu gewinnen. Sie zeigen vergleichbare Phänomene zu denen der Teilkennlinien der Stufen. Der Effekt tritt folglich bereits im Rotor auf und kann seine Ursache somit nicht im Stator haben. Eine zusätzliche Information, die sich aus der Numerik ergibt, ist, dass Stromlinien der Spaltströmung direkt in die Bereiche hohen Leistungseintrags und niedrigen Wirkungsgrads in Abbildung 5.15 münden, siehe Abbildung A.14 in Anhang A.6.

Zusammen mit dem Wissen der vorherigen Abschnitte liegen alle Bausteine vor, um das Überrollen einer Verdichtercharakteristik als Auswirkung der Blockage zu erklären. Blockage sorgt für eine Umverteilung des Massenstroms, wodurch die Schaufel ungleich belastet wird. Auf diese Weise erklärt sich am Auslegungspunkt der hohe Wirkungsgrad der entlasteten mittleren Region und Nabe. Dagegen entstehen am Gehäuse Verluste, die zusätzlich zur höheren Schaufelbelastung durch die

Interaktion von Spalt- und Hauptströmung erhöht sind. Die Blockage sorgt weiterhin durch die niedrige Geschwindigkeit für eine höhere Umlenkung und somit für den höheren Leistungseintrag. Beim Androsseln sinkt der Impuls der Hauptströmung aufgrund des abnehmenden Massenstroms, während der Impuls der Spaltströmung durch das höhere Druckverhältnis wächst. Das Blockagegebiet wächst somit an und dehnt sich dabei radial aus, was auch durch *Bennington et al. (2010)* bestätigt ist. Auf diese Weise wird der zunächst normal durchströmte mittlere Bereich immer stärker durch die Blockage beeinflusst. Der Wirkungsgrad, der sich ursprünglich auf hohem Niveau befindet, fällt überproportional, da die mittlere Region durch die Blockage stärker androsselt und sich zusätzlich die Verluste der Interaktion in diesen Bereich ausbreiten. Dieser Wechsel von unbeeinflusster Schaufelumströmung am Auslegungspunkt zur durch Blockage gekennzeichneten Region führt schließlich zum Überrollen der mittleren Teilcharakteristiken und somit auch der Gesamtkennlinie. Als weitere Folge der radialen Blockageausdehnung vom Gehäuse zur Schaufelmitte beim Androsseln wird augenscheinlich der Nabenbereich des Verdichters kaum stärker belastet, da zusätzlicher Massenstrom in diesen Bereich umverteilt wird.

Das Phänomen des Überrollens einer Verdichtercharakteristik kann folglich in einem *tip*-kritischen Verdichter auftreten, dessen Rotor beim Androsseln durch radiale

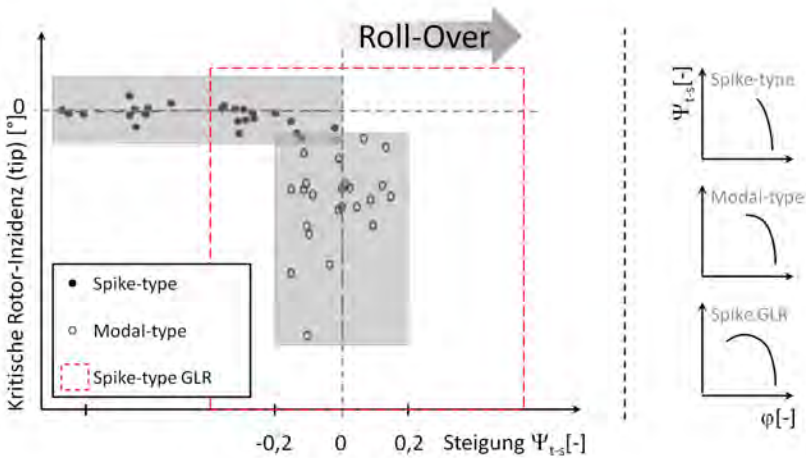


Abbildung 5.17: GLR-Konfigurationen im Diagramm zur Beschreibung der Art der Verdichterbetriebsgrenze, nach [Camp und Day (1998)].

Blockageausdehnung zunehmend inhomogener belastet wird. Dabei hängen die Grenzen der drei eingeführten Gruppen an Charakteristiken (Nabe, Mitte, Gehäuse) davon ab, wie sehr sich die Blockage ausbreitet. Eine geometrische Abhängigkeit kann anhand der vorhandenen Daten nicht abgeleitet werden und ist auch nicht Ziel dieser Arbeit. Es sei lediglich darauf hingewiesen, dass sich der transsonische Verdichter in Darmstadt von vergleichbaren Prüfständen, die kein Überrollen aufweisen, durch ein niedrigeres Nabenverhältnis unterscheidet. Prozentual gesehen verjüngt sich der Verdichter zur Nabe entsprechend stärker, was Blockageausbreitung begünstigen könnte. Zusätzlich besitzen R1 und R4 im Vergleich zu anderen transsonischen Testverdichtern eine geringere Anzahl an Schaufeln.

Von Bedeutung ist vielmehr die Feststellung, dass eine Auswirkung von Blockage das Überrollen von Kennlinien sein kann. Wird dies durch Vorauslegeprogramme nicht berücksichtigt, muss das Modell zur Vorhersage von Blockage mit Blick auf die radiale Ausbreitung überarbeitet werden. *Suder (1998)* merkte im Rahmen seiner Untersuchung zur Blockage an, dass eben die radiale Ausdehnung nicht richtig vorhergesagt wird. Eine direkte Konsequenz der Ergebnisse ist, dass sich R1 und R4, die beide *spike-stall* aufweisen, nicht in das Diagramm von *Camp und Day (1998)*, das in Abbildung 5.17 gezeigt ist, einfügen lassen. Für den subsonischen Verdichter ergab sich, dass die Charakteristik beim Erreichen der Stabilitätsgrenze bei *spike-stall* noch negativ ist, während sie bei *modal-stall* bereits den Scheitelpunkt erreicht hat. Die transsonischen Profile von R1 und R4 rollen aufgrund des erklärten Effekts sowohl bei subsonischen als auch transsonischen Geschwindigkeiten über. Dabei wird

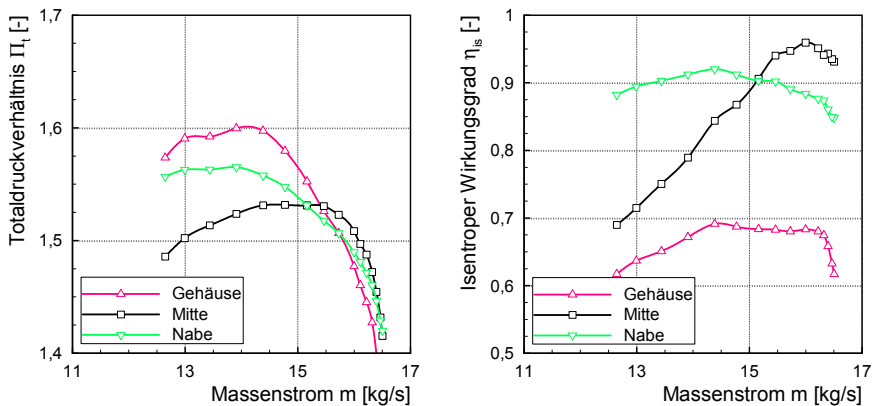


Abbildung 5.18: Örtliche Verteilung der Verdichter-Charakteristiken: R1-CG 100 %N.

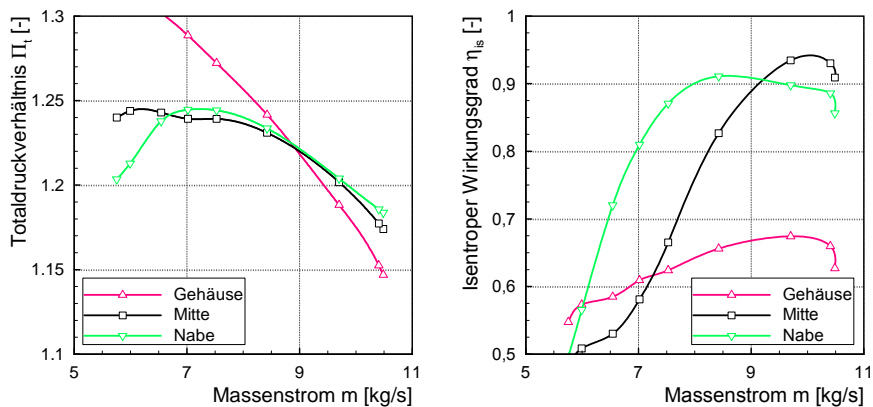


Abbildung 5.19: Örtliche Verteilung der Verdichtercharakteristiken: R1-AS 65 %N.

kein Widerspruch zu der theoretischen Betrachtung von *Moore und Greitzer (1986)* gesehen, nach der modale Störungen in der Nähe des Scheitels der Charakteristik auftreten. Die Kennlinie im vorliegenden Fall ist durch Schaufelspitzeneffekte und nicht durch zweidimensionale Profilumströmung dominiert.

Abschließend werden in *Abbildung 5.18* die repräsentativen Teilkennlinien der Konfiguration mit Umfangsnuten bei Auslegungsdrehzahl und in *Abbildung 5.19* die mit axialen Schlitzten für den subsonischen Fall gezeigt. Für die Umfangsnuten zeigt sich grundsätzlich ein sehr ähnliches Verhalten der Kennlinien wie für das glatte Gehäuse. Ein deutlicher Unterschied ist bei niedrigen Massenströmen zu sehen, bei denen alle Charakteristiken überzurollen beginnen. Bei den axialen Schlitzten ist die Veränderung dagegen direkt erkennbar. Nachdem das Verhalten beim Androsseln zunächst ähnlich erscheint, beginnt in diesem Fall plötzlich die Nabenkennlinie überzurollen. Dies deutet auf eine Eckenablösung an der Nabe hin, die auch *Müller (2011)* beschreibt. Dieser folgert, dass R1-AS nicht mehr als *tip*-kritisch anzusehen ist. Es zeigt sich, dass beide *casing treatments* die Blockage und ihre Auswirkung unterschiedlich stark beeinflussen. Als abschließende Untersuchung wird im folgenden Kapitel daher der Zusammenhang von *casing treatments* und Arbeitsbereicherweiterung unter besonderer Berücksichtigung der Blockage betrachtet.

6 Beeinflussung von Blockage

Die Strömung im Bereich der Schaufelspitze kann in *tip*-kritischen Verdichtern, beispielsweise durch Einsatz von *casing treatments*, kleinerem Spalt oder *forward sweep* derart manipuliert werden, dass der Arbeitsbereich zu kleineren Massenströmen hin erweitert wird. Dabei hängt der erzielbare Gewinn bei *casing treatments* sowohl von der Art als auch vom zu beeinflussenden Rotor ab. Dies ist bislang in keinem Modell abgebildet. Aus diesem Grund werden die Erkenntnisse und Methoden des vorherigen Kapitels genutzt, um die Auswirkung von *casing treatments* auf die Blockage zu untersuchen. Die Erkenntnisse können im Anschluss in ein neues Modell überführt werden.¹

6.1 Verminderung von Blockage und deren Auswirkung

In einem Rotor mit glattem Gehäuse ist am Auslegungspunkt bereits Blockage vorhanden, die sich beim Androsseln vergrößert. Im vorherigen Abschnitt 5.3 wurde in diesem Zusammenhang gezeigt, dass dies eine signifikante Auswirkung auf die Verteilung der radialen Leistungsdaten der Stufe hat. Durch die radiale Ausbreitung von Blockage kommt es beim Androsseln zu einem sehr inhomogenen Verlustanstieg: im mittleren Schaufelbereich steigt der Verlust signifikant höher an. Bei Manipulation der Gehäuseströmung sollte sich folglich eine homogenere Verteilung ergeben.

Um dies zu untersuchen, sind in Abbildung 6.1 (oben) die repräsentativen Kennlinien der örtlichen Verteilung für R1-SC und R4-SC im Vergleich dargestellt. Das Ergebnis von R4 ähnelt dem der Umfangsnuten in Abbildung 5.18. Auch in diesem Fall kommt es zu einem Überrollen aller Kennlinien. Interessanter ist dagegen die Entwicklung der Wirkungsgrade. Während in der Mitte kaum Abweichungen auffallen, sind die Wirkungsgrade am Gehäuse und an der Nabe für R4-SC höher als bei R1-SC. Anstatt dann beim Androsseln konstant zu bleiben, fallen diese nun leicht ab. Dies deutet auf eine homogenere Belastungsverteilung beim Androsseln hin. Eine genauere Auswertung dieses Sachverhalts ist in Abbildung 6.1 (unten) zu finden. In dem Diagramm ist der durchschnittliche Gradient des Wirkungsgrads vom Auslegungspunkt zur Stabilitätsgrenze an jeder Sondenposition aufgetragen, wie es in nebenstehender Skizze zu sehen ist. Neben den Konfigurationen des glatten

¹ Die Ergebnisse wurden verkürzt auch durch Pixberg et al. (2013) veröffentlicht.

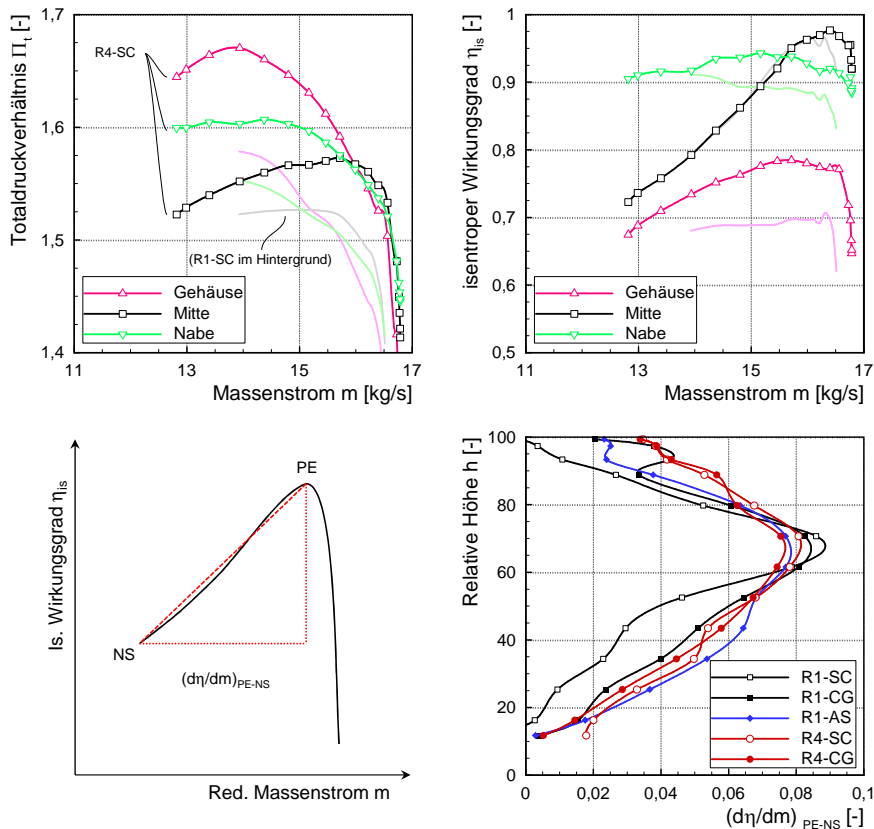


Abbildung 6.1: Örtliche Verteilung der Verdichtercharakteristiken R4-SC (skaliert). Auswertung der Steigungen der Wirkungsgradkurven.

Gehäuses sind auch die mit *casing treatment* enthalten. Grundsätzlich ergibt sich, dass alle Kurvenverläufe ähnliches Verhalten aufzeigen, indem der Wirkungsgradabfall in der oberen Mitte am größten ist. Dagegen ist eine Gemeinsamkeit aller manipulierten Versionen, dass die Kurven verglichen zu R1-SC, unabhängig von der Art der Beeinflussung, einen homogenen Verlauf aufweisen. Das Maximum des Wirkungsgradabfalls in der Mitte fällt moderater aus, wohingegen sich der Wirkungsgrad in den Randbereichen stärker verändert. Dabei wirken die axialen Schlitze intensiver als die Umfangsnuten. Eine Möglichkeit, dieses Verhalten in einer integralen Größe darzustellen, ist, die Vergleichsmäßigung der Kurve durch die

Standardabweichung auszudrücken. Daraus folgt der Trend, dass Konfigurationen mit gleichmäßigerem Verlustanstieg auch einen größeren Arbeitsbereich besitzen – Sondenmessungen hinter dem Rotor bestätigen dies – siehe Abbildung A.15 in Anhang A.6. Allerdings lässt sich aus den wenigen vorhandenen Daten kein Modell in Form eines funktionalen Zusammenhangs herleiten. Zusätzlich ist bei der Methode eine gewisse Vorsicht geboten, da alle Wirkungsgradeffekte berücksichtigt werden, beispielsweise auch die innerhalb der Kavitäten im Gehäuse und die des Stators. Ein weiterer Nachteil ist, dass bei der Übertragung auf andere Verdichter die Abströmung detailliert vermessen sein muss.

Trotzdem deutet das Ergebnis auf einen quantifizierbaren Zusammenhang zwischen Blockage und *stall margin* hin.² Im Folgenden werden daher die Blockage und der Blockageanstieg beim Androsseln untersucht. Letzterer wurde bereits durch *Cumpsty (2004)* als bedeutsam eingestuft. Neben den TUD-Konfigurationen können für diese Untersuchung zusätzlich Daten des transsonischen Verdichters der *University of Notre Dame* verwendet. Dies ist besonders interessant, da auf diese Weise ein größerer Parameterbereich abgedeckt wird. Allerdings existieren für keine der ND-Konfigurationen radiale Abströmprofile. Das bedeutet, dass die Blockage zwangsläufig anhand des neuen Verfahrens mit Hilfe der Kennlinie bestimmt werden muss. Zu diesem Zweck sind in Abbildung 6.2 die Kennlinien beider Verdichter ohne und mit *casing treatment* dargestellt. Dabei fällt sogleich auf, dass die theoretischen Kennlinien zwar erneut in der richtigen Größenordnung liegen, in

² Weiterhin unterstützt es die Erkenntnis, dass Blockage einen *roll-over* bewirken kann.

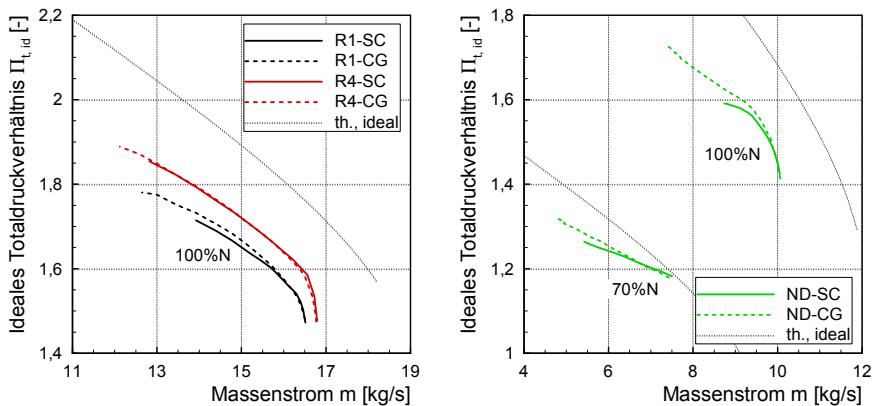


Abbildung 6.2: Kennfelder der TUD und aus ND ohne und mit *casing treatment*.

der Steigung aber jeweils einen deutlicheren Unterschied zu den gemessenen ND-Konfigurationen besitzen. Die zweite Auffälligkeit ist, dass sich die Kennlinien der ND-Umfangsnuten, verglichen zum glatten Gehäuse, stärker aufrichten – und sich damit der theoretischen Kennlinie angleichen –, als es bei den TUD-Konfigurationen der Fall ist.

Die aus diesen Daten ermittelten Blockageverläufe sind in Abbildung 6.3 gezeigt. Für R1-SC im Vergleich zu R1-CG folgt daraus, dass durch die Umfangsnuten am Auslegungspunkt keine Veränderung der Blockage stattfindet. Beim Androsseln wächst die Blockage dann allerdings langsamer an und übersteigt beim *stall*-Eintritt schließlich den Blockagewert des glatten Gehäuses. Für R4-SC und R4-CG fällt der Vergleich weniger signifikant aus, offenbart aber dieselben Eigenschaften. Wie bereits festgestellt wurde, unterscheiden sich auch die Steigungen zwischen R1-SC und R4-SC. Die Kurve R1-AS unterscheidet sich dagegen vollkommen von allen anderen. Aus diesem Grund sind zusätzlich die vorhandenen Blockagewerte eingezeichnet, die sich aus Sondenmessungen ergeben. Diese bestätigen die grundsätzliche Tendenz, dass die Blockage in dem Fall nicht weiter ansteigt. Die Differenz zwischen Kurve und dem Sondenresultat bei niedrigem Massenstrom erklärt sich durch den zusätzlichen Leistungseintrag des Rotors aufgrund der axialen Schlitze. Bei der thermodynamischen Bestimmung der Blockage liegt die theoretische Kennlinie des maximalen Potentials zu niedrig, da der zusätzliche Leistungseintrag nicht berücksichtigt ist. Folglich werden zu kleine Blockagewerte vorausgesagt.

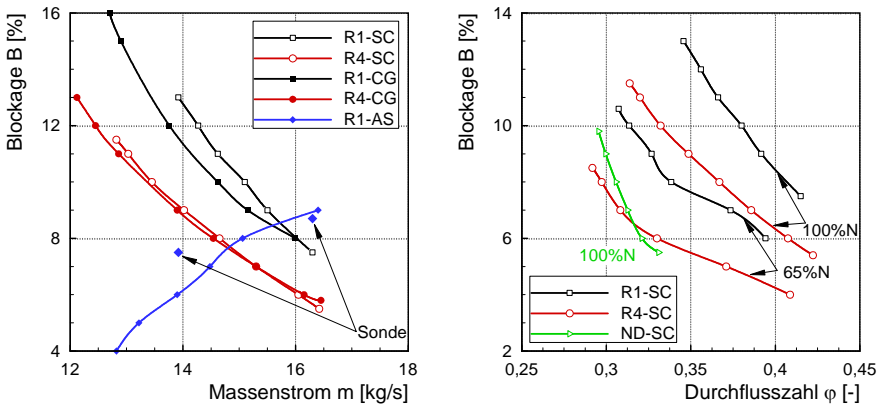


Abbildung 6.3: Blockageentwicklungen für verschiedene Konfigurationen und in verschiedener Darstellung.

In der dimensionslosen Darstellung der Blockagekurven können die TUD- gegen die ND-Kurven und unterschiedliche Drehzahlen verglichen werden. Für niedrigere Drehzahlen zeigt sich, dass die Blockage verringert ist, was mit der Erkenntnis im Rahmen des Potentialgrads in Abschnitt 5.2 übereinstimmt. Der Unterschied zwischen R1-SC und R4-SC bleibt dabei weiter bestehen. Die ND-Konfiguration weist dagegen einen stärkeren Blockageanstieg auf, was mit der größeren Abweichung der theoretischen und experimentellen Kennlinie übereinstimmt.

Aufgrund der bisherigen Erkenntnisse konzentriert sich die weitere Untersuchung auf den Anstieg (auch *Wachstum* oder *Rate*) der Blockage. Dieser wird gebildet, indem die durchschnittliche Steigung der Blockagekurve zwischen Auslegungspunkt (PE) und Stabilitätsgrenze (NS) berechnet wird. Dies bedeutet, dass der Kurvenverlauf durch eine Gerade approximiert wird. Die Berechnung und Bezeichnung der Ergebnisgröße ist in Gleichung 6.1 zu sehen.

$$\left(\frac{dB}{dm} \right)_{SC} = \left(\frac{B_{NS} - B_{PE}}{m_{NS} - m_{PE}} \right)_{SC} \quad (6.1)$$

In Abschnitt 5.2 wurde bei der Diskussion des Potentialgrads festgestellt, dass die *casing treatment*-Konfigurationen ab dem Betriebspunkt NSSC überzurollen beginnen. Das heißt, dass die Blockage ab diesem Massenstrom stärker zunimmt. Aus diesem Grund wird die Steigung in diesen Fällen für den Bereich PE-NSSC wie in Gleichung 6.2 gebildet.

$$\left(\frac{dB}{dm} \right)_{CT} = \left(\frac{B_{NSSC} - B_{PE}}{m_{NSSC} - m_{PE}} \right)_{CT} \quad (6.2)$$

Zusätzlich zum Blockageanstieg interessiert in der Auswertung weiterhin, um welchen Betrag sich der Anstieg reduziert hat, was in Gleichung 6.3 definiert ist. Dabei kann entweder eine *casing treatment*-Konfiguration oder eine weitere SC-Konfiguration (beispielsweise R1-SC zu R4-SC) auf die Referenz des jeweiligen glatten Gehäuses bezogen werden.

$$\Delta \left(\frac{dB}{dm} \right) = \left(\frac{dB}{dm} \right)_{SC} - \left(\frac{dB}{dm} \right)_{CT} \quad \vee \quad \Delta \left(\frac{dB}{dm} \right) = \left(\frac{dB}{dm} \right)_{SC,1} - \left(\frac{dB}{dm} \right)_{SC,2} \quad (6.3)$$

Abschließend sei noch die verwendete Definition der Arbeitsbereichveränderung in Gleichung 6.4 aufgeführt.

$$\Delta SM = \left(\frac{\Pi_{PE}}{\Pi_{NS}} \cdot \frac{m_{PE}}{m_{NS}} \right)_{SC} - \left(\frac{\Pi_{PE}}{\Pi_{NS}} \cdot \frac{m_{PE}}{m_{NS}} \right)_{CT} \quad (6.4)$$

verringert werden. Für eine generelle Aussage liegen zu wenige Punkte in einem zu kleinen Bereich. An dieser Stelle helfen daher die ND-Konfigurationen, die einen hohen Referenzwert des Blockageanstiegs für die glatte Konfiguration besitzen. Für diese zeigt sich, dass deutlich größere Reduktionen im Blockageanstieg erzielbar sind. Es lässt sich folgern, dass die bislang untersuchten Fälle alle etwa entlang einer oberen Grenzgerade (hellblau) liegen. Dabei ist aber zu beachten, dass für beide Prüfstände jeweils die Geometrien der Umfangsnuten verwendet wurden, die die höchste Arbeitsbereicherweiterung erzielen. Aus diesem Grund wurden zusätzlich die Konfigurationen der ND-CG-var-Gruppe in die Untersuchung einbezogen. Wie in Abschnitt 3.2 erklärt, können bei dieser die Nuten geöffnet oder geschlossen und beliebig kombiniert werden. Es zeigt sich dabei, dass für eine feste Referenz die Reduktion des Blockagewachstums (entlang der orangen Linie) stark sinken kann. Für die untersuchten Daten stellt die hellblaue Linie somit eine obere Grenze bei Benutzung von Umfangsnuten dar.

Bei der Betrachtung der axialen Schlitze offenbart sich dagegen erneut, dass diese ein deutlich signifikanteres Verhalten aufweisen. Durch sie wird das Blockagewachstum vollständig unterdrückt. Auch hier liegen die Punkte auf einer Geraden (dunkel-blau) mit Steigung 1 kg/s. Es fällt zusätzlich auf, dass sich kein Trend bezüglich der Drehzahlen ableiten lässt. Dabei ist zu bedenken, dass sich mit Drehzahländerung beispielsweise die Lage des Stoßes zum *casing treatment* verschiebt.

Im nächsten Schritt wird nachgewiesen, dass für die untersuchten Fälle ein Zusammenhang zwischen der Reduktion der Blockagerate und der Arbeitsbereicherweiterung besteht. Diese Ergebnisse sind in Abbildung 6.4 (rechts) zu finden. Daraus folgt, dass alle Punkte entlang einer Geraden durch den Ursprung liegen, die dunkel- und hellblaue sowie die orange Gerade somit zu einer zusammenfallen. Die lineare Funktion zur Beschreibung des Zusammenhangs ist in Gleichung 6.5 zu finden. Dabei ist der Wert für die Konstante C aus dem Diagramm bestimmt worden.

$$\Delta SM = C \cdot \Delta \left(\frac{dB}{dm} \right) \quad \text{mit } C \approx 12 \text{ kg/s} \quad (6.5)$$

Die technische Aussage des Diagramms ist, dass unabhängig vom Rotor oder der Art der Gehäusebeeinflussung eine bestimmte Reduktion des Blockagewachstums eine feste Erweiterung des Arbeitsbereichs bewirkt. Der lineare Zusammenhang zwischen der Arbeitsbereicherweiterung und der Reduktion der Blockagerate bedeutet weiterhin, dass die Werte in Diagramm 6.4 (links) nur skaliert werden, wenn die Ordinate wie in Abbildung 6.5 (links) ersetzt wird. Aus dem Diagramm lässt sich ablesen, welche *stall margin*-Erweiterung abhängig vom Referenz-Rotor durch eine bestimmte Strömungsbeeinflussung erreichbar ist. Auf dieser Basis lassen sich die gewonnenen Erkenntnisse im Folgenden modellieren.

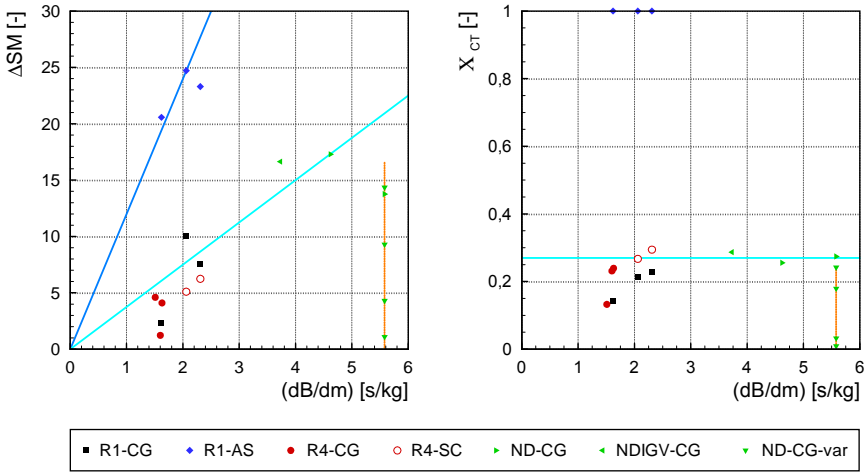


Abbildung 6.5: Links: Korrelation der *stall margin*-Erweiterung mit der initialen Blockagerate. Rechts: Effektivität der Beeinflussung von Blockage.

Für R1-SC sind durch Umfangsnuten und durch axiale Schlitze unterschiedlich große Erweiterungen des Arbeitsbereichs möglich. Folglich beeinflussen beide *casing treatments* das Blockagewachstum unterschiedlich effektiv. Es ist deshalb sinnvoll, eine neue Kenngröße χ_{CT} zur Beschreibung der Effektivität einzuführen. Für die Konfiguration R1-AS, die nicht mehr als *tip*-kritisch anzusehen ist, wächst die Blockage nicht weiter an, was als maximal effektiv definiert wird. Ein *casing treatment* ist dagegen vollkommen wirkungslos, wenn es den Arbeitsbereich nicht erweitert. In diesem Fall wäre auch der Blockageanstieg nicht verringert worden. Aus diesen Überlegungen ergibt sich der Effektivitätsgrad für *casing treatments* als Verhältnis aus Reduktion des Blockageanstiegs zum initialen Blockagewachstum der Referenz, was in Gleichung 6.6 inklusive Umformungen dargestellt ist.³ Die Kenngröße stellt damit die Steigung der in Diagramm 6.4 (links) eingezeichneten Linien dar.

$$\chi_{CT} = \frac{\Delta \left(\frac{dB}{dm} \right)}{\left(\frac{dB}{dm} \right)_{SC}} = \frac{\left(\frac{dB}{dm} \right)_{SC} - \left(\frac{dB}{dm} \right)_{CT}}{\left(\frac{dB}{dm} \right)_{SC}} = 1 - \frac{\left(\frac{dB}{dm} \right)_{CT}}{\left(\frac{dB}{dm} \right)_{SC}} \quad (6.6)$$

³ Mit der neuen Kenngröße lässt sich die Effektivität auch jeder weiteren Maßnahme bewerten, die eine Reduktion des Blockageanstiegs bewirkt (z. B. Pfeilung oder Spaltverkleinerung).

Aus dieser Definition ergibt sich die maximale Effektivität eines *casing treatment* zu $\chi_{CT, \max} = 1$, wenn die Blockage nicht mehr weiter ansteigt. Im Fall keiner Reduktion nimmt die Größe dagegen den Wert $\chi_{CT, \min} = 0$ an. Der Blockageanstieg wird in allen anderen Fällen verringert, aber nicht vollständig unterbunden, so dass sich die Effektivität zwischen den beiden genannten Grenzen befindet. Ergebnisse der neuen Kenngröße sind in Abbildung 6.5 (rechts) gezeigt. Die axialen Schlitze sind laut Definition maximal effektiv. Interessanter ist daher die Lage der Umfangsnuten. Für diese fällt auf, dass die effektivsten TUD- und ND-Umfangsnuten nur etwa an die Grenze $\chi_{CT} = 30\%$ heranreichen, die Werte aber alle in einem sehr engen Bereich liegen. Dabei ist zu beachten, dass dieselben Umfangsnuten auf dem konventionellen R1 eine größere Erweiterung des Arbeitsbereichs als auf dem überarbeiteten R4 bewirken. Folglich ist es irreführend, die Effektivität eines *casing treatment* anhand der absoluten Arbeitsbereicherweiterung zu beurteilen. Durch das Einbeziehen der aerodynamischen „Güte“ des Rotors in Form des initialen Blockageanstiegs zeigt sich, dass das *casing treatment* auf beiden Rotoren gleich effektiv wirkt. Für die variablen ND-Umfangsnuten folgt dagegen, dass die einzelnen Varianten wie erwartet unterschiedlich effektiv sind. Aus der bekannten Datenbasis konnte somit der Vorschlag für eine neue Kenngröße zur Beschreibung der Qualität von *casing treatments* abgeleitet werden. Die allgemeine Gültigkeit kann aus den vorhandenen Daten dagegen nicht nachgewiesen werden. Gleiches gilt für die nachfolgende Überlegung zur Modellbildung. Im ersten Schritt wird Gleichung 6.6 zu 6.7 umgeformt. Zusammen mit 6.5 ergibt sich daraus 6.8.

$$\Delta \left(\frac{dB}{dm} \right) = \chi_{CT} \cdot \left(\frac{dB}{dm} \right)_{SC} \quad (6.7)$$

$$\Delta SM = C \cdot \chi_{CT} \cdot \left(\frac{dB}{dm} \right)_{SC} \quad (6.8)$$

Aus dieser folgt, dass die durch ein *casing treatment* erzielbare *stall margin* abschätzbar ist, wenn die Leistungsdaten des Rotors (damit auch der Blockageanstieg) und die Effektivität des *casing treatment* bekannt sind. Weiterhin leitet sich daraus die maximale Arbeitsbereicherweiterung ab, die durch Beeinflussung der Schaufelspitzenströmung möglich ist, siehe Gleichung 6.9. Auch diese Gleichung hängt nur vom Blockageanstieg der Konfiguration mit glattem Gehäuse ab.

$$\chi_{CT} = 1 \Rightarrow \Delta SM_{\max} = C \cdot \left(\frac{dB}{dm} \right)_{SC} \quad (6.9)$$

Die gewonnenen Erkenntnisse lassen sich in der Auslegung von Verdichtern benutzen. Soll für einen Verdichter der Arbeitsbereich um einen festen Wert erweitert werden, kann anhand von Gleichung 6.8 entschieden werden, ob dies durch Beeinflussung der Blockage überhaupt möglich ist. Wird ein *casing treatment* eingesetzt, lässt sich mit Hilfe der umgestellten Gleichung 6.9 und des vorgegebenen Wertes ausrechnen, wie effektiv dieses sein muss. Liegt die Forderung unter 30 %, können Umfangsnutzen ausgewählt werden. Auf diese Weise wird verhindert, dass die Arbeitsbereicherweiterung zu groß ausfällt, was mit ungewollten Wirkungsgradeinbußen verbunden wäre. Im Umkehrschluss kann bei erforderlichen Erweiterungen deutlich über 30 % direkt für axiale Schlitzte entschieden werden, was den Auslegungsprozess beschleunigt.

Es lassen sich aber noch weitere Folgerungen ableiten, die direkt in die Vorauslegung eingreifen. Bislang werden *casing treatments* dort überhaupt nicht berücksichtigt. Blockage beim Androsseln wurde in den gezeigten Untersuchungen durch eine Lineare angenähert und kann somit durch Gleichung 6.10 beschrieben werden. Bei Benutzung von Umfangsnutzen ändert sich im Wesentlichen die Blockagerate. Somit lässt sich die Blockage wie in Gleichung 6.11 (für $m_{\text{NSSC}} \geq m \geq m_{\text{PE}}$) korrigieren.

$$B_{\text{SC}}(m) = \left(\frac{dB}{dm} \right)_{\text{SC}} \cdot (m - m_{\text{PE}}) + B_{\text{PE}} \quad (6.10)$$

$$B_{\text{CT}}(m) = (1 - \chi_{\text{CT}}) \cdot \left(\frac{dB}{dm} \right)_{\text{SC}} \cdot (m - m_{\text{PE}}) + B_{\text{PE}} \quad (6.11)$$

Das vorgeschlagene Modell zur Berücksichtigung von Blockage in der Vorauslegung ist sehr einfach und für axiale Schlitzte nicht direkt verwendbar.⁴ Dennoch eröffnet es neue Möglichkeiten. Im ersten Schritt lässt sich mit dem vorhandenen Modell der Einfluss auf stromab folgende Schaufeln berücksichtigen, die somit auf die veränderte Zuströmung angepasst werden können (*stage matching*). Vielmehr können aber Rotor und *casing treatment* in einem iterativen Prozess aufeinander angepasst und optimiert werden. Das *casing treatment* wird für eine bestimmte Rotorströmung ausgelegt und ändert diese durch Reduktion der Blockagerate. Der Rotor kann dann seinerseits auf die geänderte Strömung angepasst werden, was sich fortsetzen lässt, bis die gewünschte *stall margin* bei optimalem Wirkungsgrad erreicht ist. Auf diese Weise ist es möglich, *casing treatments* direkt in den Auslegungsprozess einzubinden, wodurch sich möglicherweise das Leistungsgewicht des Verdichters ohne zusätzliche Einbußen reduzieren lässt. Dies ist allerdings nicht Teil der vorhandenen Arbeit, sondern vielmehr Teil des Ausblicks, der sich im folgenden Kapitel an die Zusammenfassung anschließt.

⁴ Der zusätzliche Leistungseintrag ist bislang nicht modelliert.

7 Fazit

Zum Abschluss sollen die erzielten Ergebnisse der vorliegenden Arbeit kurz zusammengefasst werden. Daran schließt sich der Ausblick an, in dem Aspekte zukünftiger Forschungs- und Entwicklungsaufgaben auf Basis der hier gezeigten Ergebnisse diskutiert werden.

7.1 Zusammenfassung

Je genauer Vorauslegeprogramme arbeiten, desto wahrscheinlicher werden finale Verdichterentwürfe die an sie gestellten Anforderungen bezüglich Wirkungsgrad und Stabilität erfüllen. Andernfalls sind kosten- und zeitintensive Nachbesserungen notwendig, die im schlimmsten Fall zu keinem gewünschten Ergebnis führen. Und auch für strategische Entscheidungen bezüglich zukünftiger Triebwerke ist eine genaue Vorhersage unerlässlich. Aus diesem Grund wurden in der vorliegenden Arbeit Teilaspekte der Vorauslegung untersucht und überarbeitet.

Dies geschieht einerseits durch Überarbeitung bestehender Korrelationen oder andererseits durch neue Modellbildung. Im ersten Fall wurden die Korrelationen für die Diffusionszahl, den minimalen Profilverlust und die Deviation überprüft und signifikante Abweichungen festgestellt. Mit Hilfe eines neu aufgesetzten Prozesses konnten die genannten Korrelationen auf den Parameterraum von IDA-Profilen angepasst werden, die aktuell in Triebwerksverdichtern eingesetzt werden. Auf diese Weise lässt sich die zweidimensionale Profilmströmung nachweislich genauer vorhersagen. Dennoch sei erneut darauf hingewiesen, dass im Auslegungsprozess weiterhin eine sorgfältige Prüfung der Ergebnisse nötig ist.

Neben neuen Profildfamilien führt die Triebwerkentwicklung verstärkt zur Auslegung *tip*-kritischer Maschinen. Auf diese Weise treten verstärkt Strömungsphänomene auf, die in früheren Verdichtern eine untergeordnete oder gar keine Rolle gespielt haben. Eine in diesem Zusammenhang wichtige Komponente ist Blockage in Form des Geschwindigkeitsdefizits am Gehäuse, die als Resultat der Interaktion von Haupt- und Spaltmassenstrom auftritt. Sie bewirkt unter anderem, dass die eingebrachte Leistung verringert wird. Zu diesem Phänomen wurde ein um den Radieneffekt erweitertes Modell vorgestellt, das die Stromlinienverschiebung berücksichtigt. Auf dieser Basis konnte mit dem Potentialgrad weiterhin eine neue Stufenkenngröße zur Beschreibung des Leistungseintrags eingeführt werden. Daraus ergab sich als

Nebenprodukt ein neues Verfahren zur Bestimmung von Blockage in *tip*-kritischen Verdichtern, was im weiteren Verlauf der Untersuchung angewendet wurde. Als weitere Auswirkung der Blockage wurde festgestellt, dass sie durch ihre radiale Ausbreitung das Überrollen von Kennlinien bewirken kann. Als Folge lässt sich die Versagensart beim Erreichen der Stabilitätsgrenze nicht, wie bisher postuliert, anhand der Steigung der Kennlinie beurteilen.

Eine weitere Auswirkung von Blockage ist die Verkleinerung des Arbeitsbereichs. Deshalb wurden im letzten Schritt der Untersuchung neue Modelle zur Berücksichtigung von *casing treatments* in der (Vor-)Auslegung aufgestellt. Zu diesem Zweck konnten Erkenntnisse der vorhergehenden Untersuchung weitergeführt werden. Es zeigte sich, dass der Gewinn an Arbeitsbereich für die untersuchten Konfigurationen auf eine Reduktion des Blockageanstiegs zurückzuführen ist. Dieser hängt wiederherum von der Art der Beeinflussung und vom Referenz-Rotor ab. Um dies zu beschreiben, konnte als weiteres Ergebnis der Effektivitätsgrad eingeführt werden, der die Wirksamkeit von *casing treatments* bewertet. Aus diesem wurde abschließend ein einfaches Modell abgeleitet, mit dem Blockage für die Benutzung von *casing treatments* korrigiert werden kann.

Durch die Ergebnisse der Untersuchungen konnte der Vorauslegungsprozess verbessert und erweitert werden. Auf diese Weise lassen sich für zukünftige Triebwerksgenerationen leichter Parameter finden, die beispielsweise durch eine optimale Stufenanzahl höhere Effizienz mit kompakterer Bauweise vereinen.

7.2 Ausblick

Die Flugzeuge der *Lufthansa*-Flotte verbrauchen heute durchschnittlich 4,2 Liter Treibstoff, um einen Passagier 100 Kilometer zu transportieren – für den *Airbus A380* liegt der Wert sogar bei 3,4 Litern, siehe *Lufthansa (2011)*. Damit konnte der spezifische Verbrauch im Vergleich zum Vorjahr um 2,4% verringert werden. Dennoch steigt der absolute Treibstoffverbrauch der Fluggesellschaft aufgrund der stärker gestiegenen Transportleistung. Als logische Konsequenz ist bereits vor Erreichen der *ACARE-Goals* für das Jahr 2020 der Horizont für das Jahr 2050 definiert [*ACARE (2010)*].

Dabei kommt dem Vorauslegeprozess strategische Bedeutung zu. Mit seiner Hilfe werden in *long term*-Projekten die Entwicklungsziele für Verdichter zukünftiger Triebwerke definiert, unabhängig davon, ob dabei Technologien wie der *Geared Turbofan* oder der *Open Rotor* zum Einsatz kommen. Zu diesem Zweck ist die in dieser Arbeit vorgestellte Datenbasis zur Überarbeitung von Korrelationen unter Verwendung des vorgestellten Prozesses vor allem in den Bereich hoher *MACH*-Zahlen und Belastungen zu erweitern und auszuwerten. Hierbei ist es wichtig zu prüfen, ob die

tatsächlich eingesetzten Profile in ausreichender Genauigkeit durch die Korrelationen vorhergesagt werden. Eine Komponente, die in diesem Zusammenhang zukünftig möglicherweise an Bedeutung gewinnt, ist die Verwendung radialer Endstufen. Auch erscheint die Berücksichtigung von vermeintlichen Details wie die Form von Vorderkanten, experimentell untersucht durch *Goodhand und Miller (2012)*, sehr empfehlenswert.

Es ist angedeutet worden, dass durch die Berücksichtigung von *casing treatments* im Vorauslegeprozess eine neue Dimension bei der Gestaltung *tip*-kritischer Verdichter entsteht. Aus den neu gewonnenen Erkenntnissen, die Arbeitsbereichserweiterung zu modellieren, konnte in dieser Arbeit bereits ein einfaches Modell vorgestellt werden. Dabei basieren die Ergebnisse auf den Daten zweier verschiedener Forschungsverdichter mit einer Anzahl an Konfigurationen. Zur Überprüfung und Ergänzung des Modells ist eine Erweiterung der Datenbasis empfehlenswert. Zu diesem Zweck können Rotoren verschiedener Auslegungsphilosophien mit unterschiedlichen *casing treatments* systematisch kombiniert und vermessen werden, wenn möglich in Kooperation mit anderen Universitäten.

Denkbar ist weiterhin, die Datenbasis auf andere technische Maßnahmen auszuweiten, mit denen die Schaufelspitzenströmung beeinflusst wird. Beispielsweise konnte *Deppe et al. (2005)* zeigen, dass durch Einblasung die Blockage ebenfalls reduziert werden kann, wodurch der Arbeitsbereich erweitert wird. Gleiches gilt für Mikroeinblasung, siehe [*Tong et al. (2007)*], oder gepulste Einblasung, siehe [*Hiller et al. (2012)*]. Auch Umsetzungen wie Winglets an der Schaufelspitze, untersucht durch *Han et al. (2012)*, oder Plasma-Aktuatoren, deren Wirksamkeit numerisch durch [*Vo et al. (2008a)*] gezeigt wurde, können möglicherweise ähnlich modelliert werden.

In diesem Zusammenhang wurde durch *Matzgeller und Pichler (2012)* für Einblasungen ein Modell vorgestellt, das den physikalischen Effekt und nicht die Auswirkung berücksichtigt. Zu diesem Zweck müssen die Impulsanteile der Schaufelspitzenströmung berücksichtigt werden. Für 1D-Programme ist der Ansatz daher nicht möglich und für *casing treatments* allgemeingültig (in 2D-Programmen) auch deutlich komplexer. Zumindest wäre eine detaillierte Vermessung der Schaufelspitzenströmung in Kombination mit numerischen Methoden notwendig.

In ihrem Überblick über die Historie der Entwicklung von Turbomaschinen konstatieren *Cumpsty und Greitzer (2004)*, dass diese erfolgreich gebaut wurden, obwohl viele Strömungsphänomene nicht von vorneherein bekannt waren. Auch heute gilt trotz deutlich breiterer Wissensbasis, dass viele Phänomene, wenn überhaupt, nur in Korrelationen und Modellen abgebildet werden können. Und dennoch werden Flugzeuge heute von deutlich effizienteren Triebwerken angetrieben, auch dank eines sich weiterentwickelnden Vorauslegeprozesses.



Literaturverzeichnis

- ACARE, . "Aeronautics and air transport: Beyond vision 2020 (towards 2050)". URL: <http://www.acare4europe.com/> (Stand 19.04.2012), 2010.
- AGARD, . "Recommended practices for measurement of gas path pressures and temperatures for performance assessment of aircraft turbine engines and components". *AGARD Advisory Report Vol. 245*, 1990.
- Airbus Industries, . "Delivering the Future. Global market forecast 2011-2030". URL: <http://www.airbus.com/company/market/forecast/> (Stand 19.04.2012), 2011.
- Arndt, N. "Environmentally friendly aero-engines for the 21st century". *Präsentation CEAS Berlin, 12. September 2007*, 2007.
- Bennington, M.A., Cameron, J.D., Morris, S.C., Legault, C., Barrows, S.T., Chen, J.P., McNulty, G.S. und Wadia, A.R. "Investigation of tip-flow based stall criteria using rotor casing visualization". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, GT2008-51319, Berlin, Germany*, 2008.
- Bennington, M.A., Ross, M.H., Cameron, J.D., Morris, S.C., Du, J., Lin, F. und Chen, J. "An experimental and computational investigation of tip clearance flow and its impact on stall inception". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, GT2010-23516, Glasgow, UK*, 2010.
- Bergner, J. "Experimentelle Untersuchung der Strömung im Blattspitzenbereich eines transsonischen Axialverdichters nahe der Stabilitätsgrenze". *Dissertation, Technische Universität Darmstadt*, 2006.
- Bergner, J. und Hennecke, D.K. "Experimental study of stall-inception of a single-stage transonic compressor". *Proceedings of ISABE 2003, ISABE-2003-1081, Cleveland, USA*, 2003.
- Bergner, J., Hennecke, D.K. und Hah, C. "Tip-clearance variations of an axial high-speed single-stage transonic compressor". *Proceedings of ISABE 2005, ISABE-2005-1096, Munich, Germany*, 2005a.
- Bergner, J., Kablitz, S., Hennecke, D.K., Passrucker, H. und Steinhardt, E. "Influence of sweep on the 3d shock structure in an axial transonic compressor". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2005, GT2005-68835, Reno-Tahoe, USA*, 2005b.

-
- Bergner, J., Kinzel, M., Schiffer, H.-P. und Hah, C. "Short length-scale rotating stall inception in a transonic axial compressor - experimental investigation". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2006, GT2006-90209, Barcelona, Spain, 2006.*
- Biela, C. "Experimentelle Untersuchung der Strömung in einem anderthalbstufigen transsonischen Axialverdichter". *Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2012.*
- Blaha, C. "Transsonischer Verdichter mit gepfeilten Profilen". *Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2000.*
- Boeing, . "Current Market Outlook 2011-2030". URL: <http://www.boeing.com/commercial/cmo/> (Stand 19.04.2012), 2011.
- Bohl, W. und Elmendorf, W. "Technische Strömungslehre". 13. Auflage, Vogel Buchverlag, Kamprath-Reihe, Würzburg, 2005.
- Bölcs, A. "Transsonische Turbomaschinen". 1. Auflage, C. Braun Verlag, Karlsruhe, Germany, 1986.
- Bosman, C. und Jadayel, O.C. "A quantified study of rothalpy conservation in turbomachines". *Int. J. Heat and Fluid Flow 17, pp. 410-417, 1996.*
- Bräunling, W.J.G. "Flugzeugtriebwerke". 2. Auflage, Springer Verlag, Heidelberg, Germany, 2009.
- Brignole, G.A. "Parameter zur Auslegung effizienter Gehäusestrukturierungen". *Dissertation, Technische Universität München, 2010.*
- British Petroleum, . "Statistical review of world energy June 2011". URL: <http://www.bp.com/statisticalreview> (Stand: 21.11.2012), 2011.
- Britsch, W.R. und Osborn, W.M. "Effects of diffusion factor, aspect ratio, and solidity on overall performance of 14 compressor middle stages". *NASA Technical Paper 1523, 1979.*
- Broukaert, J.F., Van de Wyer, N., Farkas, B., Ullmann, F., Desset, J., de Laborderie, J., Chomé, M. und Hiernaux, S. "Unsteady pressure measurements in a single stage low pressure axial compressor: Tip vortex flow and stall inception". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, GT2009-59771, Orlando, USA, 2009.*
- Cameron, J.D. "Stall inception in a high-speed axial compressor". *Doctoral Thesis, University of Notre Dame, USA, 2007.*
- Cameron, J.D., Gendrich, C.B., Morris, S.C. und Corke, T.C. "A transonic axial compressor facility for fundamental research and flow control development". *Proceedings of 44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, AIAA 2008-4988, Hartford, USA, 2006.*

-
- Camp, T.R. und Day, I.J. "A study of spike and modal stall phenomena in a low-speed axial compressor". *ASME - Journal of Turbomachinery*, July 1998, Vol. 120, pp. 393-401, 1998.
- Carter, A.D.S. und Hughes, H.P. "A theoretical investigation into the effect of profile shape on the performance of aerofoils in cascade". *Rep. And Mem. No. 2384*, 1946.
- Cetin, M., Ücer, A.S., Hirsch, C. und Servoy, G.K. "Application of modified loss and deviation correlations to transonic axial compressors". *AGARD Advisory - Report No. 745, AGARD-AR-745*, 1987.
- Chen, H., Huang, X., Shi, K., Fu, S., Bennington, M.A., Morris, S.C., Ross, M., McNulty, S. und Wadia, A. "A CFD study of circumferential groove casing treatments in a transonic axial compressor". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, GT2010-23606, Glasgow, UK*, 2010.
- Chima, R.V. "Calculation of tip clearance effects in a transonic axial compressor". *ASME - Journal of Turbomachinery*, July 1998, Vol. 120, pp. 131-144, 1998.
- Ciorciari, R., Lesser, A., Blaim, F. und Niehuis, R. "Tip clearance investigation for an axial transonic compressor". *Proceedings of the 10th International Symposium on Experimental Computational Aerothermodynamics of Internal Flows, 4-7 July 2011, Brussels, Belgium*, 2011.
- Clemen, C., Gümmer, V. und Müller, M.W. "Parametric study on a casing treatment of a transonic high-pressure compressor rotor". *Proceedings of 8th European Turbomachinery Conference, ETC-Paper8-013, Graz, Austria*, 2009.
- Crook, A.J., Greitzer, E.M., Tan, C.S. und Adamczyk, J.J. "Numerical simulation of compressor endwall and casing treatment flow phenomena". *ASME - Journal of Turbomachinery*, 1993, Vol. 115, pp. 501-512, 1993.
- Croome, J.E. "JB38 compressor preliminary design program computer users guide". *Rolls-Royce plc internal report: DNS 54845*, 1998.
- Cumpsty, N.A. "Part-circumference casing treatment and the effect on compressor stall". *Proceedings of ASME Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, 89-GT-312, Toronto, Canada*, 1989.
- Cumpsty, N.A. "Compressor Aerodynamics". 5. Edition, *Krieger Publishing Company, Malabar, USA*, 2004.
- Cumpsty, N.A. und Greitzer, E.M. "Ideas and methods of turbomachinery aerodynamics: A historical view". *AIAA Journal of Propulsion and Power*, Vol. 20, No. 1, January-February, 2004.

-
- Cumpsty, N.A. und Horlock, J.H. "Averaging non-uniform flow for a purpose". *ASME - Journal of Turbomachinery*, January 2006, Vol. 128, pp. 120-129, 2006.
- Day, I.J. "Stall inception in axial flow compressors". *ASME - Journal of Turbomachinery*, 1993, Vol. 115, pp. 1-9, 1993.
- Denton, J.D. "Loss mechanisms in turbomachines". *ASME - Journal of Turbomachinery*, 1993, Vol. 115, pp. 621-656, 1993.
- Denton, J.D. "Cambridge Turbomachinery Course 2012 - Axial turbine aerodynamic design". *Skript zum Turbomaschinen Kurs 2012 der Cambridge University*, 25.-29. Juni 2012, Vol. I, p. 203, 2012.
- Denton, J.D. und Xu, L. "The exploitation of three-dimensional flow in turbomachinery design". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 213(2/1999), pp. 125-137, 1999.
- Deppe, A., Saathoff, H. und Stark, U. "Spike-type stall inception in axial-flow compressors". *Proceedings of European Turbomachinery Conference*, 017_05/73, Lille, France, 2005.
- Dickens, T. und Day, I. "The design of highly loaded axial compressors". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, GT2009-59291*, Orlando, USA, 2009.
- Drela, M. und Youngren, H. "User manual for the MISES viscous/inviscid cascade analysis and design system". *MIT Computational Aerospace Sciences Laboratory*, Cambridge, USA, 1998.
- Emmons, H. "Compressor surge and stall propagation". *ASME - Journal of Turbomachinery*, 1955, Vol. 77, pp. 455-469, 1955.
- Engel, K., Zscherp, C., Wolfrum, N., Nürnberger, D. und Kügeler, E. "CFD simulations of the TP400 IPC with enhanced casing treatment in off-design operating conditions". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, GT2009-60324*, Orlando, USA, 2009.
- Freeman, C. "Effect of tip clearance flow on compressor stability and engine performance". *Symposium "Tip clearance effects in axial turbomachines"*, VKI, 1985.
- Gannon, A.J. und Hobson, G.V. "Pre-stall modal instabilities in a transonic compressor rotor". *Proceedings of ISABE 2007, ISABE-2007-1348*, Beijing, China, 2007.
- Gong, Y., Tan, C.S., Gordon, K.A. und Greitzer, E.M. "A computational model for short-wavelength stall inception and development in multistage compressors". *ASME - Journal of Turbomachinery*, October 1999, Vol. 121, pp. 726-734, 1999.
- Goodhand, M.N. und Miller, R.J. "The impact of real geometries on three-dimensional separations in compressors". *ASME - Journal of Turbomachinery*, March 2012, Vol. 134, 021007 pp.1-8, 2012.

-
- Greitzer, E.M. "Surge and rotating stall in axial flow compressor rotors, Parts I & II". *ASME - Journal of Fluids Engineering*, April 1976, Vol. 98, pp. 190-217, 1976.
- Greitzer, E.M. und Moore, F.K. "A theory of post-stall transients in axial compression systems: Part II – Application". *ASME - Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, January 1986, Vol. 108, pp. 231-239, 1986.
- Greitzer, E.M, Nikkanen, J.P, Haddad, D.E., Mazzawy, R.S. und Joslyn, H.D. "A fundamental criterion for the application of rotor casing treatment". *ASME - Journal of Fluids Engineering*, June 1979, Vol. 101, pp. 237-243, 1979.
- Grieb, H. "Verdichter für Turbo-Flugtriebwerke". 1. Auflage, Springer Verlag, Berlin, Germany, 2009.
- Gümmer, V, Wenger, U. und Kau, H.-P. "Using sweep and dihedral to control three-dimensional flow in transonic stators of axial compressors". *ASME - Journal of Turbomachinery*, January 2001, Vol. 123, pp. 40-48, 2001.
- Hah, C., Rabe, D.C. und Wadia, A.R. "Role of tip-leakage vortices and passage shock in stall inception in a swept transonic compressor rotor". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53867*, Vienna, Austria, 2004.
- Hah, C., Bergner, J. und Schiffer, H.-P. "Short length-scale rotating stall inception in a transonic axial compressor - criteria and mechanisms". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2006, GT2006-90045*, Barcelona, Spain, 2006.
- Hah, C., Müller, M.W. und Schiffer, H.-P. "Study of convective flow effects in endwall casing treatments in transonic compressor rotors". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-684111*, Copenhagen, Denmark, 2012.
- Hall, D.K., Greitzer, E.M. und Tan, C.S. "Performance limits of axial compressor stages". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-69709*, Copenhagen, Denmark, 2012.
- Han, S., Zhong, J., Lu, H., Kan, X. und Gao, H. "Experimental investigation on tip clearance flow of compressor cascade with blade tip winglet". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-69226*, Copenhagen, Denmark, 2012.
- Hathaway, M.D. "Passive endwall treatments for enhancing stability". *VKI Lecture Series 'Advances in axial compressor aerodynamics'*, 2007.
- Hembera, M. "Numerischer Entwurf von effizienten Casing Treatments für einen 4,5-stufigen Hochdruckverdichter". *Dissertation, Technische Universität München*, 2009.
- Hembera, M., Danner, F, Brignole, G. und Kau, H.-P. "Numerical design and optimization of casing treatments for transonic axial compressors". *Proceedings of 44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, AIAA 2008-5063*, Hartford, USA, 2008a.

-
- Hembara, M., Danner, F., Kau, H.-P., Butzeck, C. und Johann, E. "Development of circumferential grooves for axial compressors based on flow mechanisms". *Proceedings of 44th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, AIAA 2008-4988, Hartford, USA, 2008b.*
- Hergt, A., Meyer, R. und Müller, M.W. "Loss reduction in compressor cascades by means of passive flow control". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, GT2008-50357, Berlin, Germany, 2008.*
- Herrig, L.J., Emery, J.C. und Erwin, J.R. "Systematic two-dimensional cascade tests of NACA 65-Series compressor blades at low speeds". *NACA RM L51G31, 1951.*
- Hiller, S.-J., Hermann, J. und Widhopf-Fenk, R. "High pressure compressor stabilization by controlled pulsed injection". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68460, Copenhagen, Denmark, 2012.*
- Hirsch, C. und Denton, J.D. "Trough flow calculations in axial turbomachines". *AGARD Advisory - Report No. 175, AGARD-AR-175, 1981.*
- Hoeger, M., Fritsch, G. und Bauer, D. "Numerical simulation of the shock-tip leakage vortex interaction in a HPC front stage". *ASME - Journal of Turbomachinery, July 1999, Vol. 121, pp. 456-468, 1999.*
- Hoeger, M., Lahmer, M., Dupslaff, M. und Fritsch, G. "A correlation for tip leakage blockage in compressor blade passages". *ASME - Journal of Turbomachinery, July 2000, Vol. 122, pp. 426-432, 2000.*
- Hofmann, W.H. und Ballmann, J. "Flow mechanisms in a transonic turbocompressor at conditions near stall". *Proceedings of ISABE 2005, ISABE-2005-1139, Munich, Germany, 2005.*
- Horlock, J.H. "The determination of end-wall blockage in axial compressors: A comparison between various approaches". *ASME - Journal of Turbomachinery, April 2000, Vol. 122, pp. 218-224, 2000.*
- Houghton, T. und Day, I. "Stability enhancement by casing grooves: The importance of stall inception mechanism and solidity". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22284, Glasgow, UK, 2010.*
- Hoying, D.A., Tan, C.S., Vo, H.D. und Greitzer, E.M. "Role of blade passage flow structures in axial compressor rotating stall inception". *ASME - Journal of Turbomachinery, October 1999, Vol. 121, pp. 735-742, 1999.*
- Hwang, Y. und Kang, S.-H. "Numerical study on the effects of casing treatment on unsteadiness of tip-leakage flow in an axial compressor". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68444, Copenhagen, Denmark, 2012.*

Hydra, . "The HYDRA User Guide". *Version 0.13, 7. October 2005*, 2005.

IATA, . "The IATA technology roadmap report". URL: http://www.iata.org/SiteCollectionDocuments/Documents/Technology_Roadmap_May2009.pdf (Stand 19.04.2012), 2009.

Inoue, M., Kuroumaru, M. und Yoshida, S. "Short and long length-scale disturbances leading to rotating stall in an axial compressor stage with different stator/rotor gaps". *ASME - Journal of Turbomachinery*, July 2002, Vol. 124, pp. 376-384, 2002.

Kablitz, S. "Beeinflussung der Spaltströmung von transsonischen Axialverdichtern durch Forward Sweep". *Dissertation, Technische Universität Darmstadt*, 2003.

Kang, C.S., McKenzie, A.B. und Elder, R.L. "Recessed casing treatment effects on fan performance and flow field". *ASME Paper No. 95-GT-197*, 1995.

Karstadt, S. und Pelz, P.F. "A physical model for the tip vortex loss - experimental validation and scaling method". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68397, Copenhagen, Denmark*, 2012.

Kato, M. und Launder, B. "The modelling of turbulent flow around stationary and vibrating square cylinders". *Proceedings 9th Symposium on Turbulent Shear Flows, Kyoto, Japan*, 1993.

Kerrebrock, J.L. "Aircraft engines and gas turbines". 2. Auflage, *The MIT Press, Cambridge, USA*, 1992.

Khalid, S.A. "The effects of tip clearance on axial compressor pressure rise". *Doctoral Thesis, Massachusetts Institute of Technology, USA*, 1995.

Khalid, S.A., Khalsa, A.S., Waitz, I.A., Tan, C.S., Greitzer, E.M., Cumpsty, N.A., Adamczyk, J.J. und Marble, F.E. "Endwall blockage in axial compressors". *ASME - Journal of Turbomachinery*, July 1999, Vol. 121, pp. 499-509, 1999.

Khalsa, A.S. "Endwall blockage in axial compressors". *Doctoral Thesis, Massachusetts Institute of Technology, USA*, 1996.

Koch, C.C. "Stalling pressure rise capability of axial flow compressor stages". *ASME - Journal of Engineering for Power*, October 1981, Vol. 103, pp. 645-656, 1981.

Koch, C.C. und Smith, L.H. "Loss sources and magnitudes in axial-flow compressors". *ASME - Journal of Engineering for Power*, April 1976, Vol. 98, pp. 411-424, 1976.

König, W. "Korrelationen für die Kennfeldrechnung transsonischer Axialverdichter". *Paper, NASA*, 1992.

-
- Lei, V.-M., Spakovszky, Z.S. und Greitzer, E.M. "A criterion for axial compressor hub-corner stall". *ASME - Journal of Turbomachinery*, July 2008, Vol. 130, 031006, 2008.
- Lieblein, S. "Experimental flow in 2D-Cascades". *NACA RME 56B03*, 1956.
- Lieblein, S. "Analysis of experimental low-speed loss and stall characteristics of two-dimensional compressor blade cascades". *NACA RM E57A28*, 1957.
- Lieblein, S. "Incidence and deviation-angle correlations for compressor cascades". *ASME - Journal of Basic Engineering*, September 1960, Vol.82, pp. 575-587, 1960.
- Lieblein, S. "Experimental flow in two-dimensional cascades". *NASA SP-36*, pp. 183-226, chapter VI of aerodynamic design of axial-flow compressors, 1965.
- Lieblein, S., Schwenk, F.C. und Broderick, R.L. "Diffusion factor for estimating losses and limiting blade loadings in axial-flow compressor blade elements". *NACA RM E53D01*, 1953.
- Lufthansa, . "Balance". URL: <http://verantwortung.lufthansa.com/de.html> (Stand 19.04.2012), 2011.
- Lyman, F.A. "On the conservation of rothalpy in turbomachines". *ASME - Journal of Turbomachinery*, July 1993, Vol. 115, pp. 520-525, 1993.
- Mailach, R., Lehmann, I. und Vogeler, K. "Rotating instabilities in an axial compressor originating from the fluctuating blade tip vortex". *ASME - Journal of Turbomachinery*, July 2001, Vol. 123, pp. 453-463, 2001.
- Matzgeller, R. und Pichler, R. "Modeling of discrete tip injection in a two-dimensional streamline curvature method". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-69554*, Copenhagen, Denmark, 2012.
- de Ruyck, J. und Hirsch, C. "Investigation of an axial compressor end-wall boundary-layer prediction method". *ASME - Journal of Engineering for Power*, January 1981, Vol. 103, pp. 20-34, 1981.
- McDougall, N.M., Cumpsty, N.A. und Hynes, T.P. "Stall inception in axial compressors". *ASME - Journal of Turbomachinery*, January 1990, Vol. 112, pp. 116-123, 1990.
- Miller, D.C. und Wasdell, D.L. "Off-design prediction of compressor blade loss". *IMechE C279/87*, 1987.
- Monsarrat, N.T., Keenan, M.J. und Tramm, P.C. "Design report single-stage evaluation of highly-loaded high-Mach-number compressor stages". *NASA CR-72562, PWA-3546*, 1969.

-
- Moore, F.K. und Greitzer, E.M. "A theory of post-stall transients in axial compression systems: Part I – Development of equations". *ASME - Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, January 1986, Vol. 108, pp. 68-76, 1986.
- Moore, R.D. "Effects of tip clearance on overall performance of transonic fan stage with and without casing treatment". *NASA Technical Memorandum TM-X-3479*, 1977.
- Moore, R.D. "Rotor tip clearance effects on overall and blade-element performance of axial flow transonic fan stage". *NASA Technical Report TR-2049*, 1982.
- Morris, S.C., Cameron, J.D., Bennington, M.A., McNulty, G.S. und Wadia, A. "Performance and short length-scale disturbance generation in an axial compressor with non-uniform tip-clearance". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, GT2008-51372, Berlin, Germany*, 2008.
- Müller, M.W. "Untersuchungen zum Einfluss von Gehäusestrukturierungen auf die Stabilität und die Leistungsdaten eines transsonischen Axialverdichters". *Dissertation, Technische Universität Darmstadt*, 2011.
- Müller, M.W., Schiffer, H.-P. und Hah, C. "Effect of circumferential grooves on the aerodynamic performance of an axial single-stage transonic compressor". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2007, GT-2007-27365, Montreal, Canada*, 2007.
- Müller, M.W., Schiffer, H.-P., Voges, M. und Hah, C. "Investigation of passage flow features in a transonic compressor rotor with casing treatments". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-45364, Vancouver, Canada*, 2011.
- NSaTC, . "National aeronautics research and development plan". *Executive Office of the President of the United States of America*, 2010.
- Nürnberg, D., Eulitz, F., Schmitt, S. und Zachcial, A. "Recent progress in the numerical simulation of unsteady viscous multistage turbomachinery flow". *Proceedings of ISABE 2001, ISABE-2001-1081, Bangalore, India*, 2001.
- Pianko, M. und Wazelt, F. "Suitable averaging techniques in non-uniform internal flows". *AGARD Advisory - Report No. 182, AGARD-AR-182*, 1982.
- Pixberg, C.T. und Schiffer, H.-P. "Analytical approach for quantifying the working potential of blading with and without casing treatments". *Proceedings of 47th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, AIAA 2011-5879, San Diego, USA*, 2011.
- Pixberg, C.T., Müller, M.W., Leichtfuss, S. und Schiffer, H.-P. "Shape of characteristics of a transonic compressor". *Proceedings of 48th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, AIAA 2012-3724, Atlanta, USA*, 2012.

-
- Pixberg, C.T., Schiffer, H.-P., Ross, M.H., Cameron, J.D. und Morris, S.C. "Stall margin improvement by use of casing treatments". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2013, GT2013-95842, San Antonio, USA*, 2013.
- Pullan, G., Young, A.M., Day, I.J., Greitzer, E.M. und Spakovszky, Z.S. "Origins and structure of spike-type rotating stall". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68707, Copenhagen, Denmark*, 2012.
- Rabe, D.C. und Hah, C. "Application of casing circumferential grooves for improved stall margin in a transonic axial compressor". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2002, GT2002-30641, Amsterdam, The Netherlands*, 2002.
- Reid, L. und Moore, R.D. "Design and overall performance of four highly loaded, high-speed inlet stages for an advanced high-pressure-ratio core compressor". *NASA Technical Paper 1337*, 1978.
- Reising, S. und Schiffer, H.-P. "Non-axisymmetric end wall profiling in transonic compressors. Part I: Improving the static pressure recovery at off-design conditions by sequential hub and shroud end wall profiling". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2009, GT2009-59133, Orlando, USA*, 2009.
- Rolls-Royce plc, . "Trent 1000 - optimised for the Boeing 787 Dreamliner™". *Trent1000 - Product Factsheet, tcm92-11344*, 2009.
- Sakulkaew, S., Tan, C.S., Donahoo, E., Cornelius, C. und Montgomery, M. "Compressor efficiency variation with rotor tip gap from vanishing to large clearance". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68367, Copenhagen, Denmark*, 2012.
- Schlichting, H. und Gersten, K. "Grenzschicht-Theorie". 10. Auflage, ISBN 978-3-540-23004-5, Springer Verlag, Berlin, Deutschland., 2006.
- Schobeiri, M.T. "Advanced Compressor Loss Correlations, Part I: Theoretical Aspects". *International Journal of Rotating Machinery* 1997, Vol. 3, No. 3, pp. 163-177, 1997a.
- Schobeiri, M.T. "Advanced Compressor Loss Correlations, Part II: Experimental Verification". *International Journal of Rotating Machinery* 1997, Vol. 3, No. 3, pp. 179-187, 1997b.
- Schrapp, H. "Experimentelle Untersuchungen zum Aufplatzen des Spaltwirbels in Axialverdichtern". *Dissertation, Technische Universität Braunschweig*, 2009.
- Schulze, G. "Betriebsverhalten eines transsonischen Axialverdichters". *Dissertation, Technische Universität Darmstadt*, 1996.
- Schulze, G., Blaha, C. und Hennecke, D.K. "The performance of a single stage transonic compressor". *Proceedings of ISABE 1995, ISABE-1995-7072, Melbourne, Australia*, 1995.

-
- Shabbir, A. und Adamczyk, J.J. "Flow mechanism for stall margin improvement due to circumferential casing grooves on axial compressors". *ASME - Journal of Turbomachinery*, October 2005, Vol. 127, pp. 708-717, 2005.
- Simpson, A.K. und Longley, J.P. "An experimental study of the inception of rotating stall in a single-stage low-speed axial compressor". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2007, GT2007-27181, Montreal, Canada*, 2007.
- Smith, L.H. "Casing boundary layers in multistage axial-flow-compressors". 1. Edition, Elsevier, Amsterdam, Netherlands, 1970.
- Steffens, K. und Schäffler, A. "Triebwerksverdichter - Schlüsseltechnologie für den Erfolg bei Luftfahrtantrieben". URL: http://www.mtu.de/de/technologies/engineering_news/development/Steffens_Triebwerksveridchter_Schluesseltechnologie.pdf (Stand 19.04.2012), 2000.
- Storer, J.A. und Cumpsty, N.A. "Tip leakage flow in axial compressors". *ASME - Journal of Turbomachinery*, April 1991, Volume 113, pp.252-259, 1991.
- Storer, J.A. und Cumpsty, N.A. "An approximate analysis and prediction method for tip clearance loss in axial compressors". *ASME - Journal of Turbomachinery*, October 1994, Volume 116, pp.648-656, 1994.
- Suder, K.L. "Blockage development in a transonic, axial compressor rotor". *ASME - Journal of Turbomachinery*, July 1998, Vol. 120, pp. 465-476, 1998.
- Swan, W.C. "A practical method of predicting transonic compressor performance". *ASME - Journal of Engineering for Power*, July 1961, Vol. 83, pp. 322-331, 1961.
- Tan, C.S. "Three-dimensional and tip-clearance flows in axial compressors". *VKI Lecture Series 'Advances in axial compressor aerodynamics'*, 2006.
- Tan, C.S., Day, I., Morris, S. und Wadia, A. "Spike-type compressor stall inception, detection and control". *Annual Review of Fluid Mechanics*, Vol. 1, pp. 275-300, 2010.
- Thomer, O., Schröder, W. und Krause, E. "Normal and oblique shock-vortex interaction". *Proceedings of International Conference RDAMM-2001, Volume 6, Pt2, Special Issue*, 2001.
- Tong, Z., Lin, F., Chen, J. und Nie, C. "The self-induce unsteadiness of tip leakage vortex and its effect on compressor stall inception". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2007, GT2007-27010, Montreal, Canada*, 2007.
- Vo, H.D., Cameron, J.D. und Morris, S.C. "Control of short length-scale rotating stall inception on a high-speed axial compressor with plasma actuation". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, GT2008-50967, Berlin, Germany*, 2008a.

-
- Vo, H.D., Tan, C.S. und Greitzer, E.M. "Criteria for spike initiated rotating stall". *ASME - Journal of Turbomachinery*, January 2008, Vol. 130, 011023, 2008b.
- Voges, M., Schnell, R., Willert, C., Mönig, R., Müller, M.W. und Zscherp, C. "Investigation of blade tip interaction with casing treatment in a transonic compressor - Part 1: Particle Image Velocimetry". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, GT2008-50210, Berlin, Germany*, 2008.
- Wadia, A.R., Szucs, P.N. und Crall, D.W. "Inner workings of aerodynamic sweep". *ASME - Journal of Turbomachinery*, October 1998, Vol. 120, pp. 671-681, 1998.
- Weichert, S. und Day, I. "Detailed measurements of spike formation in an axial compressor". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68627, Copenhagen, Denmark*, 2012.
- Weichert, S., Day, I. und Freeman, C. "Self-regulating casing treatment for axial compressor stability enhancement". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-46042, Vancouver, Canada*, 2012.
- Wilcox, D.C. "Turbulence modeling for CFD". *DCW Industries Inc., La Canada, USA*, 2006.
- Wilke, I., Kau, H.-P. und Brignole, G. "Numerically aided design of a high-efficient casing treatment for a transonic compressor". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2005, GT2005-68993, Reno-Tahoe, USA*, 2005.
- Wright, P.I. und Miller, D.C. "An improved compressor performance prediction model". *IMechE C423/28, March*, 1991.
- Yamada, K., Kikuta, H., Iwakiri, K.-I., Furukawa, M. und Gunjishima, S. "An explanation for flow features of spike-type stall inception in an axial compressor rotor". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-69186, Copenhagen, Denmark*, 2012.
- Young, A., Day, I. und Pullan, G. "Stall warning by blade pressure signature analysis". *Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-45850, Vancouver, Canada*, 2011.
- Zscherp, C. "Aerodynamische Verdichterauslegung unter Berücksichtigung stabilitätsverbessernder Massnahmen". *Dissertation, Technische Universität Dresden*, 2008.

A Anhang

A.1 Verdichtermodell: Herleitungen und Hinweise

A.1.1 Kinematik

Bei Vorgabe der axialen Geschwindigkeit, des Zuströmwinkels (entweder axiale Zuströmung oder bekannter Vordrall durch vorhergehende Schaufel), der Schaufelwinkel und der Drehzahl können alle weiteren aerodynamischen Größen der Stufe berechnet werden, da diese trigonometrisch zusammenhängen. In Abbildung A.1 ist eine Übersicht dargestellt.

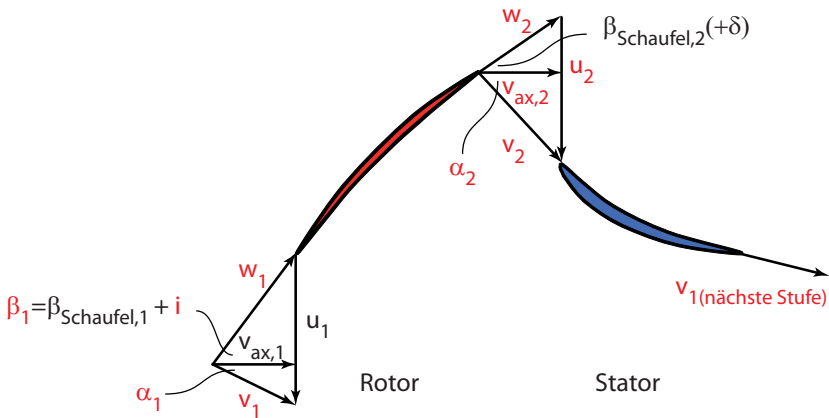


Abbildung A.1: Geschwindigkeitsdreiecke einer Verdichterstufe.

Die Gleichung zur Berechnung der in rot markierten Größen werden in den folgenden beiden Abschnitten kommentarlos und ohne Herleitung in Abhängigkeit der Axialgeschwindigkeit v_{ax} aufgelistet. Dabei entspricht die Reihenfolge der Herleitung. Mit der Rotorabströmung ist weiterhin die Statorzuströmung bekannt. Die Statorabströmung ist bereits durch die Berechnung der Rotorzuströmung abgedeckt.

Rotor: Eintritt

Absolutgeschwindigkeit v_1 :

$$v_1 = \frac{v_{ax,1}}{\cos \alpha_1} \quad (A.1)$$

Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit $v_{1,u}$

$$v_{1,u} = \tan \alpha_1 \cdot v_{ax,1} \quad (A.2)$$

Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit $w_{1,u}$

$$w_{1,u} = u_1 - \tan \alpha_1 \cdot v_{ax,1} \quad (A.3)$$

Relativgeschwindigkeit w_1

$$w_1 = \sqrt{v_{ax,1}^2 + \left(u_1 - \tan \alpha_1 \cdot v_{ax,1}\right)^2} \quad (A.4)$$

Relativer Zuströmwinkel β_1

$$\beta_1 = \arctan \left(\frac{u_1}{v_{ax,1}} - \tan \alpha_1 \right) \quad (A.5)$$

Rotor: Austritt

Relativgeschwindigkeit w_2 :

$$w_2 = \frac{v_{ax,2}}{\cos \beta_2} \quad (A.6)$$

Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit $w_{2,u}$

$$w_{2,u} = \tan \beta_2 \cdot v_{ax,2} \quad (A.7)$$

Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit $v_{2,u}$

$$v_{2,u} = u_2 - \tan \beta_2 \cdot v_{ax,2} \quad (A.8)$$

Absolutgeschwindigkeit v_2

$$v_2 = \sqrt{v_{ax,2}^2 + (u_2 - \tan \beta_2 \cdot v_{ax,2})^2} \quad (A.9)$$

Absoluter Abströmwinkel α_2

$$\alpha_2 = \arctan \left(\frac{u_2}{v_{ax,1}} - \tan \beta_1 \right) \quad (A.10)$$

A.1.2 Statisches Stufendruckverhältnis

Die Herleitung des statischen Druckverhältnisses über einen Rotor, abhängig nur von der Axialgeschwindigkeit am Eintritt und den geometrischen Größen, beginnt mit der Umformung der Energiegleichung.

$$\Delta h_t = u_2 \cdot v_{2,u} - u_1 \cdot v_{1,u} \quad (\text{A.11})$$

$$= \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \quad (\text{A.12})$$

$$= c_p \cdot \Delta T_t = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \Delta h. \quad (\text{A.13})$$

A.12 und A.13 gleichgesetzt ergibt:

$$\Delta h = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \quad (\text{A.14})$$

$$= c_v(T_2 - T_1) + \frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_1}{\rho_1}. \quad (\text{A.15})$$

A.14 und A.15 gleichgesetzt ergibt mit der Benutzung der idealen Gasgleichung und der Isentropenbeziehung:

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = c_p \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right). \quad (\text{A.16})$$

Umgeformt zum Druckverhältnis

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(1 + \frac{1}{2c_p T_1} (w_1^2 - w_2^2 + u_2^2 - u_1^2) \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (\text{A.17})$$

enthält die Gleichung als einzig unbekannte Größe die Relativgeschwindigkeit w_2 am Austritt. Diese lässt sich mit Hilfe von A.6 auf $v_{ax,2}$ umformen. $v_{ax,2}$ wiederum kann durch die Kontinuitätsgleichung wie folgt ausgedrückt werden:

$$v_{ax,2} = \frac{\rho_1 A_1}{\rho_2 A_2} v_{ax,1}. \quad (\text{A.18})$$

A.18 in A.16 eingesetzt und umgeformt ergibt final folgenden Zusammenhang für das statische Druckverhältnis.

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + \frac{v_{ax,1}^2}{2 \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \cos^2 \beta_2} \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{-\frac{2}{\kappa}} = 1 + \frac{w_1^2 + (u_2^2 - u_1^2)}{2 \cdot c_p \cdot T_1} \quad (\text{A.19})$$

Da der Strömung im Stator keine Leistung zugeführt wird ($\Delta h_t = 0$), ändert sich für diesen Gleichung A.16 zu

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = c_p \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right), \quad (\text{A.20})$$

so dass sich bei weiterer Umformung das Statordruckverhältnis ergibt:

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + \frac{v_{ax,1}^2}{2 \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \cos^2 \alpha_2} \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{-\frac{2}{\kappa}} = 1 + \frac{v_1^2}{2 \cdot c_p \cdot T_1}. \quad (\text{A.21})$$

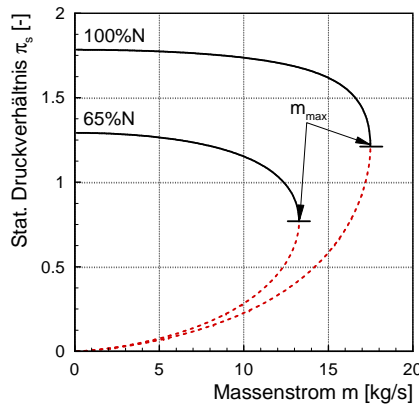


Abbildung A.2: Lösung von Gleichung A.19 für R1.

A.1.3 Drallströmung bei Änderung des Radius

Bewegt sich eine Drallströmung durch einen Strömungskanal, ohne dass ihr Energie zugeführt wird, sich dabei aber der Strömungsradius ändert, dann ändern sich gleichzeitig auch die aero- und thermodynamischen Größen. Dies ist beispielsweise zwischen zwei Schaufeln oder im sogenannten Schwanenhalskanal zwischen Mittel- und Hochdruckverdichter möglich. Mit den im letzten Abschnitt behandelten Ansätzen ergibt sich folgende Gleichung:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(1 - \frac{v_{u,2}^2 + v_{ax,2}^2 - v_1^2}{2c_p T_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}. \quad (\text{A.22})$$

$v_{ax,2}$ lässt sich über die Kontinuitätsgleichung lösen und $v_{u,2}$ wie folgt über die Drehimpulserhaltung:

$$v_{u,2} = v_{u,1} \frac{r_1}{r_2}. \quad (\text{A.23})$$

Mit einigen Umformschritten ergibt sich das statische Druckverhältnis:

$$\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + \frac{v_{ax,1}^2}{2c_p T_1} \pi^{-\frac{2}{\kappa}} = 1 + \frac{v_1^2 - v_{u,1}^2 \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2}{2c_p T_1}. \quad (\text{A.24})$$

Mit diesem können alle weiteren aero- und thermodynamischen Größen berechnet werden. Durch die Radienänderung kommt es automatisch auch zu einer Änderung des Strömungswinkels. Die Strömung wird folglich ohne den Einfluss einer Schaufel umgelenkt. Entsprechend sinkt die Schaufelbelastung. Dieser Effekt wird in der Diffusionszahl bislang nicht berücksichtigt. Im Fall der vorliegenden Konfigurationen scheint er für eine Untersuchung zu gering. Für Verdichter mit stark ansteigenden Strömungsradien ist er aber möglicherweise von Interesse.

A.1.4 Radiales Gleichgewicht

Im Folgenden wird eine Übersicht über die Implementierung des radialen Gleichgewichts am Schaufelaustritt gegeben. Im Gegensatz zur sonstigen Nomenklatur beziehen sich in diesem Fall alle Indizes auf die Austrittsebene der betrachteten Schaufel.

In Abbildung A.3 ist eine in Strömungssektionen aufgeteilte Schaufel dargestellt. Jede Sektion wird zunächst als ein von den anderen Sektionen unabhängiger Verdichter behandelt. Auf diese Weise wird die Sektionsgrenze als imaginäre Wand modelliert, auf die folglich Druck- und Fliehkräfte wirken. Durch Variation der Austrittsradien können die dort wirkenden Kräfte geändert werden. Radiales Gleichgewicht ist dann erreicht, wenn sich die Kräfte auf die imaginären Wände im Gleichgewicht befinden. Der Ablauf wird im Folgenden dargestellt.

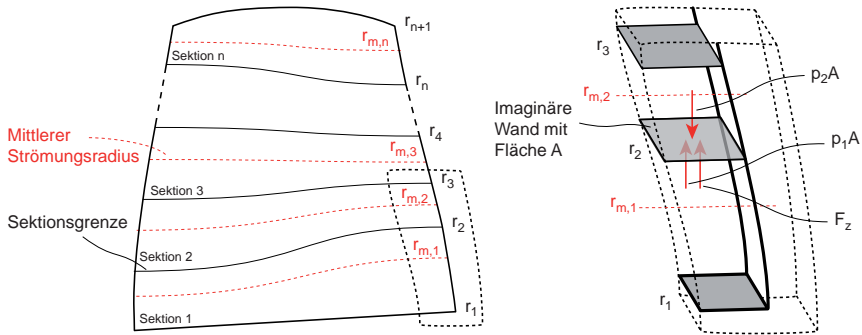


Abbildung A.3: Schaufel und Detailskizze am Austritt zum radialen Gleichgewicht.

Aus der Detailskizze einer imaginären Wand zwischen den Sektionen in Abbildung A.3 lässt sich folgender Zusammenhang herstellen:

$$p_1 A + F_z = p_2 A \quad (\text{A.25})$$

$$p_1 A + m \frac{v_u^2}{r_{m,1}} = p_2 A \quad (\text{A.26})$$

$$p_1 + \rho(r_2 - r_1) \frac{v_u^2}{r_{m,1}} = p_2 \quad (\text{A.27})$$

Der folgende umgeformte Ausdruck ist bei radialem Gleichgewicht Null, andernfalls wird ein Wert A_{12} angenommen. Ist dieser größer als Null, dann würde die imaginäre Wand nach oben verschoben, bei kleiner Null analog nach unten. Entsprechend werden die Austritsradien solange angepasst, bis Gleichgewicht besteht.

$$p_2 - p_1 - (r_2 - r_1) \rho \frac{v_u^2}{r_{m,1}} = 0 \stackrel{!}{=} A_{12} \quad (\text{A.28})$$

Dabei wird das folgende, für eine beliebige Anzahl von Sektionen allgemeingültige Gleichungssystem gelöst:

$$p_{n+1} - p_n - (d_{n+1} - d_n) \rho_n \frac{v_{u,n}^2}{r_{m,n}} = 0 \stackrel{!}{=} A_{(n,n+1)} \quad (\text{A.29})$$

für $1 \leq n \leq (\text{Anzahl Sektionen} - 1)$ und

$$\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} + \dots (d_{n+1}^2 - d_n^2)^{-1} \cdot \pi^{-\frac{2}{\kappa}} = \dots + (d_{n+1}^2 + d_n^2) \cdot \dots \quad (\text{A.30})$$

für $1 \leq n \leq (\text{Anzahl Sektionen})$.

Es stehen folglich (2·Sektionen-1) Gleichungen für ebenso viele Unbekannte zur Verfügung, so dass das Gleichungssystem lösbar ist, allerdings nur iterativ und nicht geschlossen. Die Berechnung wird abgeschlossen, wenn $\max|A_{(n,n+1)}|$ ein Konvergenzkriterium unterschreitet.

Es sei abschließend darauf hingewiesen, dass in dem implementierten Verfahren folglich nur das einfache radiale Gleichgewicht berücksichtigt ist, während der Einfluss der Stromlinienkrümmung vernachlässigt wird. Die beispielhafte Änderung der Teilflächen am Austritt ist in Abbildung A.4 gezeigt.

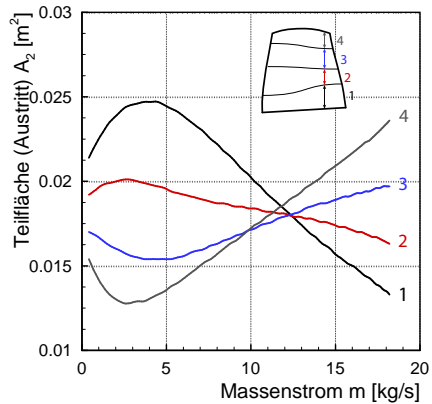


Abbildung A.4: Änderung der Teilflächen am Schaufelaustritt (R1-100 %N).

A.1.5 Mittelungsverfahren

Es folgt eine theoretische Betrachtung der Mittelungsverfahren, bei dem ein Erweiterungsvorschlag für die Arbeitsmittelung durch eine zusätzliche Wirkungsgradgewichtung vorgeschlagen wird.

Ein Verdichter besitze die homogene Zuströmung $(p_{t,1}, T_{t,1})$ und die inhomogene Abströmung $(p_{t,2,i}, T_{t,2,i})$, die an i Stellen experimentell vermessen wurde. Die Abströmung soll mit integralen Werten charakterisiert werden. Zu diesem Zweck wird die Totaltemperatur massengemittelt T_t^M . Für die Berechnung des gemittelten Totaldrucks (p_t^w) erscheint dagegen die Arbeitsmittelung praktisch. Dem liegt zugrunde, dass die Leistung, die mit Hilfe aller gemessenen Werte gebildet wird (P_{3D}), der Leistung entspricht, die sich aus dem gemittelten Wert berechnen lässt (P_{1D}).

Die Berechnung beider Leistungen ist folgend vorgestellt (dabei wird der isentrope Vergleichsprozess zugrunde gelegt):

$$P_{3D} = \int_m c_p (T_{t,2,i} - T_{t,1}) dm = \int_m c_p T_{t,2,i} \left(1 - \left(\frac{p_{t,1}}{p_{t,2,i}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) dm \quad (\text{A.31})$$

$$P_{1D} = m \cdot c_p (T_t^M - T_{t,1}) = m \cdot c_p T_t^M \left(1 - \left(\frac{p_{t,1}}{p_t^w} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right). \quad (\text{A.32})$$

Durch Gleichsetzen der Leistungen

$$P_{3D} \stackrel{!}{=} P_{1D} \quad (\text{A.33})$$

lässt sich durch weitere Umformungen folgender Ausdruck für den arbeitsgemittelten Totaldruck herleiten:

$$p_t^w = \left(\frac{m \cdot T_t^M}{\int_m \frac{T_{t,2,i}}{(p_{t,2,i})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} dm} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}. \quad (\text{A.34})$$

Als Erweiterung dieses Verfahrens wird vorgeschlagen, die Annahme isentroper Zustandsänderung durch die polytroper zu ersetzen. Auf diese Weise wird die tatsächliche und nicht die isentrope Leistungsverteilung in Betracht gezogen. Statt des Isentropenexponenten κ wird zu diesem Zweck der Polytropenexponent n verwendet. Dieser lässt sich an einer Messstelle i durch das gemessene Totaltemperatur- und Totaldruckverhältnis ausdrücken:

$$n_i = \frac{\ln \frac{p_{t,2,i}}{p_{t,1}}}{\ln \frac{p_{t,2,i}}{p_{t,1}} - \ln \frac{T_{t,2,i}}{T_{t,1}}} . \quad (\text{A.35})$$

Zusätzlich zu dem Polytropenexponenten, der an jeder Messstelle berechnet wird, kann dieser Wert für die 1D-Vergleichsleistung auch massengemittelt berechnet werden n^M . Damit lassen sich die Leistungen wie folgt beschreiben:

$$P_{3D} = \int_m c_p T_{t,2,i} \left(1 - \left(\frac{p_{t,1}}{p_{t,2,i}} \right)^{\frac{n_i-1}{n_i}} \right) dm \quad (\text{A.36})$$

$$P_{1D} = m \cdot c_p T_t^M \left(1 - \left(\frac{p_{t,1}}{p_t^w} \right)^{\frac{n^M-1}{n^M}} \right) . \quad (\text{A.37})$$

Durch Gleichsetzen ergibt sich der arbeitsgemittelte Wert p_t^n mit Wirkungsgradkorrektur:

$$p_t^w = p_{t,1} \cdot \left(\frac{m \cdot T_t^M}{\int_m T_{t,2,i} \frac{p_{t,1}^{\frac{n_i-1}{n_i}}}{(p_{t,2,i})^{\frac{n_i-1}{n_i}}} dm} \right)^{\frac{n^M}{n^M-1}} . \quad (\text{A.38})$$

Die Unterschiede werden an einem exemplarischen Verdichter verdeutlicht, dessen Abströmung mit zwei Messwerten (unten $[_1]$, oben $[_2]$) erfasst wurde und der einer *tip*-kritischen Stufe nachempfunden ist. Die Werte sind in Tabelle A.1 zusammengefasst.

Tabelle A.1: Parameter des exemplarischen Verdichters

Allgemein			Eintritt		Austritt	
m_2 [kg/s]	n_2 [-]	$\Theta_{t,2}$ [-]	$T_{t,1,2}$ [K]	$p_{t,1,2}$ [Pa]	$T_{t,2,2}$ [K]	$p_{t,2,2}$ [Pa]
7	1,6	1,15	298,15	101.325	342,87	147.088
m_1 [kg/s]	n_1 [-]	$\Theta_{t,1}$ [-]	$T_{t,1,1}$ [K]	$p_{t,1,1}$ [Pa]	$T_{t,2,1}$ [K]	$p_{t,2,1}$ [Pa]
9	1,5	1,1	298,15	101.325	327,97	134.863

Bei Anwendung der zuvor hergeleiteten Formeln lassen sich damit die in Tabelle A.2 aufgeführten Werte berechnen. Es ergibt sich, dass der Unterschied zwischen den Mittelungsverfahren in diesem Fall nur bei etwa 0,5 % liegt.

Tabelle A.2: Ergebnisse der verschiedenen gemittelten Werte.

n^M [-]	T^M [K]	
1,54	334,49	
$p_{t,2}^M$ [Pa]	$p_{t,2}^w$ [Pa]	$p_{t,2}^n$ [Pa]
140.212	139.576	140.447
P^M [kW]	P^w [kW]	P^n [kW]
584	629	584

Bei Betrachtung der aus den verschiedenen Mittelungsverfahren berechneten Leistungsdaten ergibt sich dagegen doch ein signifikanter Unterschied. Bei Benutzung der reinen Arbeitsmittelung weicht der Wert der Leistung um etwa 7,5 % von der tatsächlichen Leistung ab, was in diesem Fall immerhin 50 kW entspricht. Die Erweiterung durch eine Wirkungsgradgewichtung der Arbeitsmittelung führt dagegen zu einer richtigen Berechnung der Leistung auch über die Druckwerte.

Vier Mittelungsverfahren sind in Abbildung A.5 für unterschiedliche Konfigurationen in der Detailansicht gegeneinander verglichen. Es zeigt sich, dass die Abweichung zwischen $\pm 0,5\%$ und 1% liegt. Vor allem ändert sich der Kurvenverlauf nicht gravierend. Bis auf die Flächenmittelung basieren allerdings alle Verfahren auf dem statischen Druck am Austritt. Aus diesem Grunde wird im Rahmen der Untersuchungen die Flächenmittelung bevorzugt, falls nicht auf ein anderes Ver-

fahren hingewiesen ist. Allerdings stellt jede Mittelung eine Vereinfachung mit Informationsverlust dar.

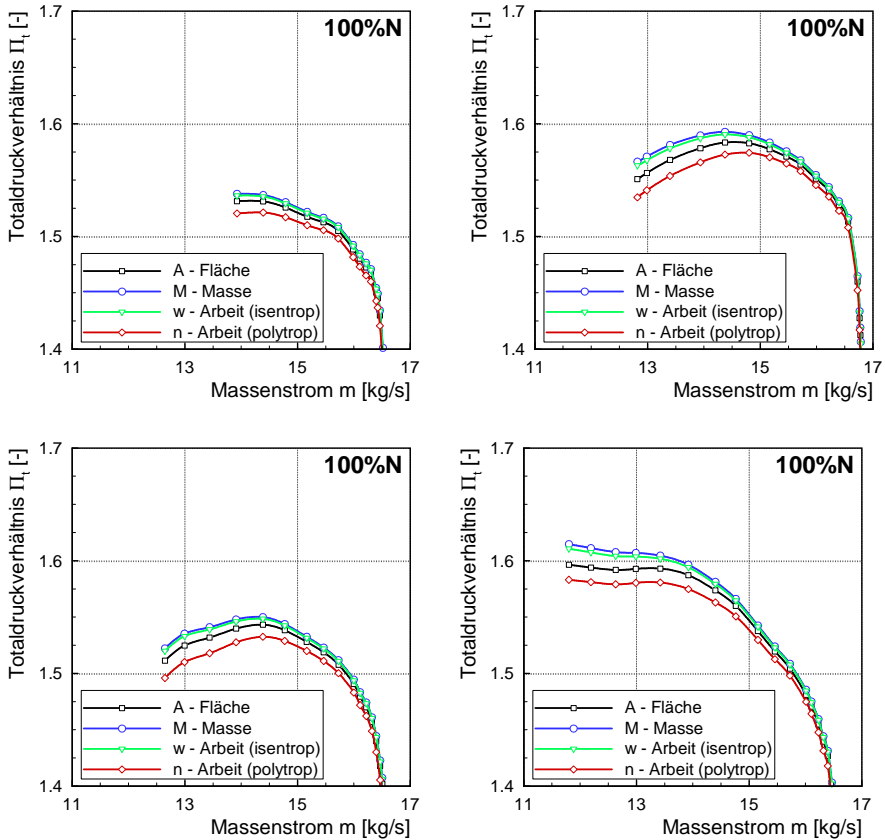


Abbildung A.5: Mittelungsverfahren angewendet auf verschiedene Konfigurationen.

A.1.6 Zusätzliche Validierung

Im Rahmen seiner Untersuchung zu Einflüssen von Vorleiträdern benutzt *Biela (2012)* das vorgestellte analytische Verdichtermodell. Aus experimentellen und numerischen Daten wird die Abhängigkeit der Rotorzuström-MACH-Zahl hinter dem Vorleitrad vom relativen Zuströmwinkel γ_{tip} am Gehäuse aufgezeigt, wie sie in Abbildung A.6 zu sehen ist. Zu einem besseren Verständnis werden die analytisch berechneten Kurven zu dem Diagramm hinzugefügt, da diese bis zu einem theoretischen Winkel von $\gamma_{\text{tip}}=0$ ermittelt werden können. Mit Hilfe der analytischen Ergebnisse konnte die Untersuchung durch *Biela (2012)* unterstützt werden. Auf der anderen Seite wurde gleichzeitig eine hilfreiche Validierung des analytischen Modells durchgeführt.

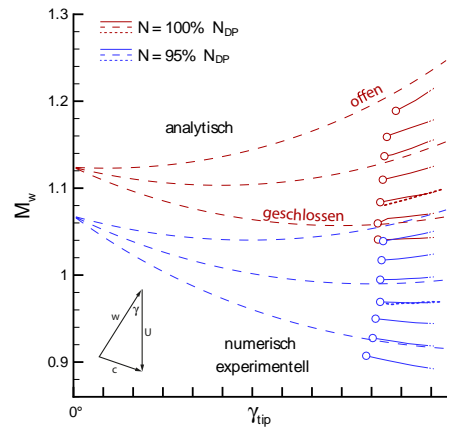


Abbildung A.6: Rotorrelative Zuströmbedingung am Gehäuse: experimentell, numerisch und analytisch [*Biela (2012)*].

A.2 Überarbeitete Korrelationen: Übersicht der Gleichungen

Diffusionszahl D

$$D_{\text{Pixberg}} = D \cdot \left[\left(C_1 \frac{t}{c} + C_2 \right) \frac{t}{c} + C_3 \right] \cdot \left[\left(C_4 \frac{a}{c} - C_5 \right) \frac{a}{c} + C_6 \right] \cdot \left[\left(C_7 \alpha_1^* + C_8 \right) \alpha_1^* + C_9 \right] \cdot \sqrt{1 + \text{Mn}^5} \quad (\text{A.39})$$

Minimaler Profilverlust

Korrigierter minimaler Profilverlust:

$$\omega_{\text{Profil, kor.}} = \omega_{\text{Profil}} \cdot \frac{s}{c} \cdot \left(\frac{\nu_1}{\nu_2} \right)^2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot \left(C_{10} - C_{11} \frac{t}{c} \right) \cdot \left(C_{12} - C_{13} \alpha_1^* \right) \quad (\text{A.40})$$

Abhängigkeit von der äquivalenten Diffusionszahl D_{eq} :

Für $D_{\text{eq}} < 1,3$

$$\omega_{\text{Profil, kor.}}(D_{\text{eq}}) = \left(C_{14} \frac{a}{c} + C_{15} \right) \quad (\text{A.41})$$

Für $D_{\text{eq}} \geq 1,3$

$$\begin{aligned} \omega_{\text{Profil, kor.}}(D_{\text{eq}}) = & \left(C_{14} \frac{a}{c} + C_{15} \right) \\ & + (D_{\text{eq}} - 1,3)^{(C_{16} \frac{a}{c} + C_{17})} \\ & \cdot \left[C_{18} \text{Mn}^7 \left[\left(C_{19} \frac{a}{c} - C_{20} \right) \frac{a}{c} + C_{21} \right] + C_{22} \right] \\ & \cdot \left[\left(C_{23} \frac{a}{c} + C_{24} \right) \frac{a}{c} - C_{25} \right] \end{aligned} \quad (\text{A.42})$$

Deviation am Auslegungspunkt

$$\begin{aligned}\delta_{\text{kor.}} = & \delta \cdot \left[\left(C_{26} \frac{t}{c} - C_{27} \right) \frac{t}{c} + C_{28} \right] \\ & \cdot \left[\left(C_{29} \frac{s}{c} - C_{30} \right) \frac{s}{c} + C_{31} \right] \\ & \cdot \sqrt{1 + C_{32} \cdot \text{Mn}^5}\end{aligned}\tag{A.43}$$

$$\begin{aligned}\delta_{\text{kor.}}(D_{\text{eq}}) = & \left[\left(C_{33} \frac{a}{c} - C_{34} \right) \frac{a}{c} + C_{35} \right] \cdot D_{\text{eq}} \\ & + \left[\left(C_{36} \frac{a}{c} + C_{37} \right) \frac{a}{c} - C_{38} \right]\end{aligned}\tag{A.44}$$

A.3 Vergleich Stator-1 zu Stator-2

In Abbildung A.7 (oben) ist der Vergleich der Kennlinien von R1S1 mit R1S2 für Nenndrehzahl dargestellt. In beiden Fällen gibt es nur geringe Abweichungen. Es fällt auf, dass am Auslegungspunkt durch den überarbeiteten Stator der Wirkungsgrad geringfügig gesteigert werden kann. Vor allem die Kurvenverläufe sind in beiden Fällen aber sehr ähnlich.

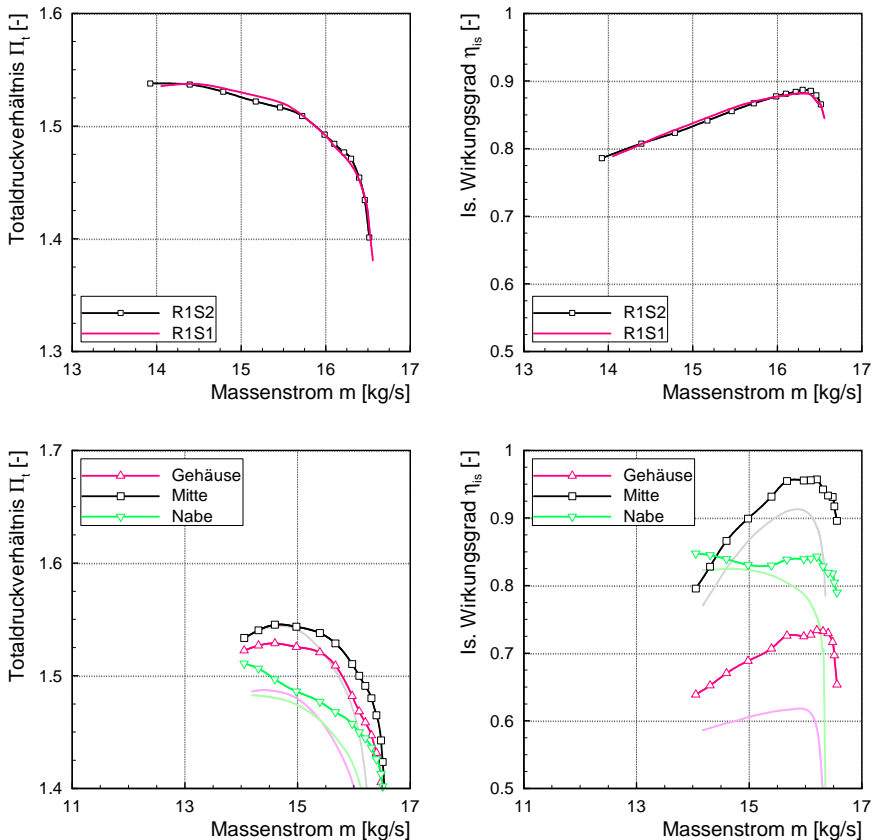


Abbildung A.7: Vergleich von S1 mit S2 und örtliche Verteilung der Verdichterkennlinien bei 100 % Drehzahl (hinterlegte Kurven: numerische Ergebnisse).

Der Vergleich der örtlichen Verteilung der Verdichter Kennlinien mit der Numerik ist in Abbildung A.7 gezeigt. Anders als in Abbildung 5.14 auf Seite 89 werden experimentelle und numerische Daten für den identischen Stator miteinander verglichen. Es bestätigt sich noch deutlicher, dass die Trends beider Ergebnisse gut zueinander passen.

A.4 Einfluss von Blockage auf die Steigung des Potentialgrads

Um den Einfluss der Blockage auf den Potentialgrad zu demonstrieren, sind in Abbildung A.8 fünf mit Hilfe des analytischen Modells generierte Fälle auf Basis der R1-Geometrie bei 100 % Drehzahl dargestellt. Die einzelnen Konfigurationen unterscheiden sich nur durch den Blockagewert. Ist keine Blockage vorhanden, wird das volle Leistungspotential ausgeschöpft und der Potentialgrad ist somit durchgängig maximal (=1). Wird dagegen eine über den Arbeitsbereich konstante Blockage eingeführt, sinkt das allgemeine Niveau des Potentialgrads mit steigender Blockage. Für eine einzelne Kurve wächst der Potentialgrad zu kleineren Massenströmen dagegen an. Dies liegt darin begründet, dass das absolute ungenutzte Leistungspotential etwa konstant ist, während die eingebrachte Leistung $\Delta h_{t,real}$ und das Leistungspotential $\Delta h_{t,th,id}$ beim Androsseln steigt. Somit nimmt der prozentuale Einfluss der Blockage zu kleinen Massenströmen ab. Wächst die Blockage dagegen beim Androsseln an, kommt es zu einem zusätzlichen Abflachen bis hin zum Absinken der resultierenden Potentialgradkurve. Blockage macht sich innerhalb einer solchen Kurve folglich in Form des Gradienten bemerkbar.

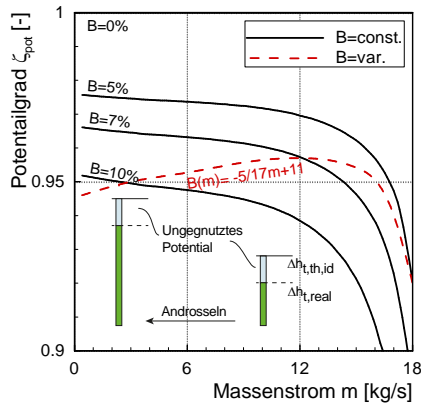


Abbildung A.8: Potentialgrad für generische Fälle mit beim Androsseln konstanter und linearer Blockage.

A.5 Herleitung der Blockagebestimmung

Der Potentialgrad ζ_{pot} ist wie in Gleichung A.45 definiert (zu beachten ist die Vereinfachung axialer Zuströmung):

$$\zeta_{\text{pot}} = \frac{\Delta h_{t,\text{real}}}{\Delta h_{t,\text{th,id}}} = \left(\frac{\Delta v_{u,\text{real}}}{\Delta v_{u,\text{th,id}}} \right) \cdot \left(\frac{u_{\text{real}}}{u_{\text{th,id}}} \right) \quad (\text{A.45})$$

Für den zweiten Term lässt sich die direkte Abhängigkeit wie folgt zeigen:

$$\frac{\Delta v_{u,\text{real}}}{\Delta v_{u,\text{th,id}}} = \left(\frac{r_{m,\text{real}}}{r_{m,\text{th,id}}} \right) \quad (\text{A.46})$$

$$= \sqrt{\frac{(r_o - \delta^*)^2 + r_i^2}{r_o^2 + r_i^2}} \quad (\text{A.47})$$

$$= \sqrt{\frac{r_o^2 + r_i^2 - 2r_o\delta^* + \delta^{*2}}{r_o^2 + r_i^2}} \quad (\text{A.48})$$

$$= \sqrt{1 - \frac{2r_o\delta^* - \delta^{*2}}{r_o^2 + r_i^2}} \quad (\text{A.49})$$

$$= \sqrt{1 - \frac{r_o^2 - (r_o - \delta^*)^2}{r_o^2 - r_i^2 + 2r_i^2}} \quad (\text{A.50})$$

$$= \sqrt{1 - \frac{A_B}{A_{\text{metal}} + 2r_i^2}} \quad (\text{A.51})$$

$$= \sqrt{1 - \frac{A_B}{A_{\text{metal}}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{2r_i^2}{r_o^2 - r_i^2}}} \quad (\text{A.52})$$

$$= \sqrt{1 - B \cdot \frac{1}{\frac{r_o^2 - r_i^2 + 2r_i^2}{r_o^2 - r_i^2}}} \quad (\text{A.53})$$

$$= \sqrt{1 - B \cdot \frac{r_o^2 - r_i^2}{r_o^2 + r_i^2}} \quad (\text{A.54})$$

Der erste Bruch kann dagegen mit Hilfe der aerodynamischen Beziehung aus Anhang A.1.1 wie folgt ausgedrückt werden:

$$\frac{\Delta v_{u,\text{real}}}{\Delta v_{u,\text{th,id}}} = \frac{(u_2 - \tan \beta_2 - \delta^* v_{\text{ax},2})_{\text{real}}}{(u_2 - \tan \beta_2 - \delta^* v_{\text{ax},2})_{\text{th, id}}} \quad (\text{A.55})$$

Hierin taucht die Deviation explizit auf. Die Blockage steckt dagegen erneut in den Umfangsgeschwindigkeiten, aber auch in den Axialgeschwindigkeiten. Für diese kann aus der Massenerhaltung bei gleichem Massenstrom abgeleitet werden:

$$v_{\text{ax},\text{real}} = \frac{(\rho A)_{\text{id}}}{(\rho A)_{\text{real}}} v_{\text{th, id}} \quad (\text{A.56})$$

$$v_{\text{ax},\text{real}} = \frac{\rho_{\text{th, id}}}{\rho_{\text{real}}} \frac{1}{1 - B} v_{\text{th, id}} \quad (\text{A.57})$$

$$(\text{A.58})$$

Mit Hilfe einer Partialbruchzerlegung lässt sich die direkte Abhängigkeit zeigen. Allerdings ist der Term komplex und wird für keine weitere Herleitung benötigt, weshalb er nicht gezeigt ist.

A.6 Zusätzliche Abbildungen

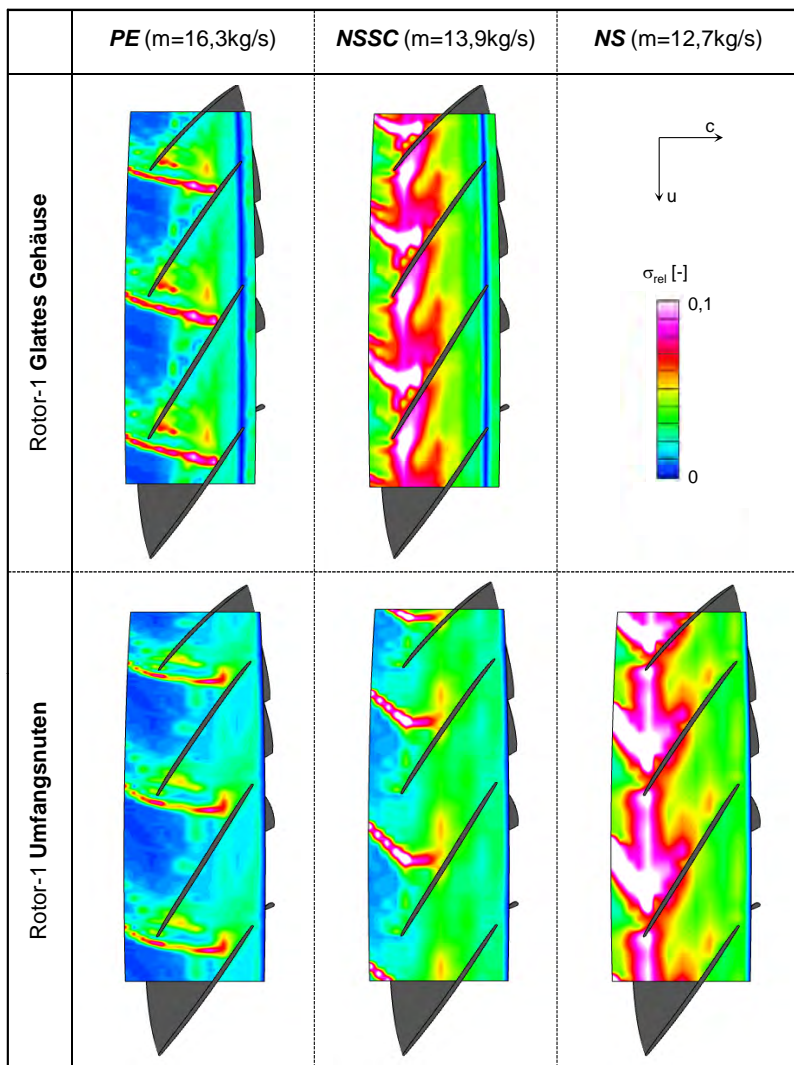


Abbildung A.9: Standardabweichung aus *Kulite*-Messungen am Gehäuse ohne und mit casing treatment an verschiedenen Betriebspunkten [Müller et al. (2011)].

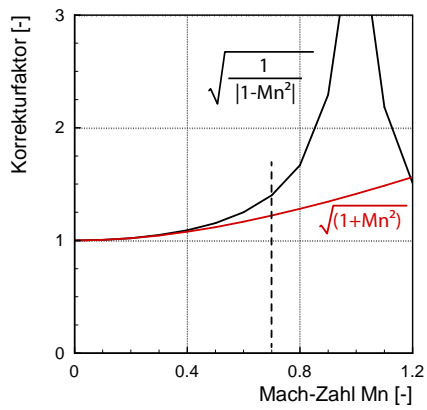


Abbildung A.10: Korrektur des PRANDTL-GLAUERT-Faktors und dessen math. Abwandlung.

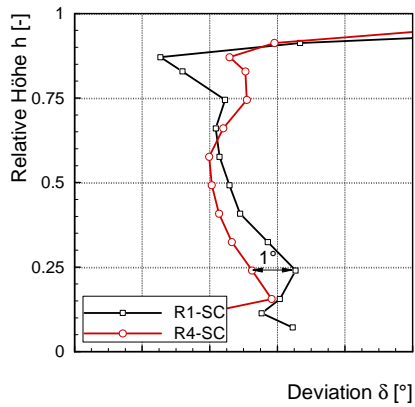


Abbildung A.11: Unterschiede in der Deviation zwischen R1 und R4.

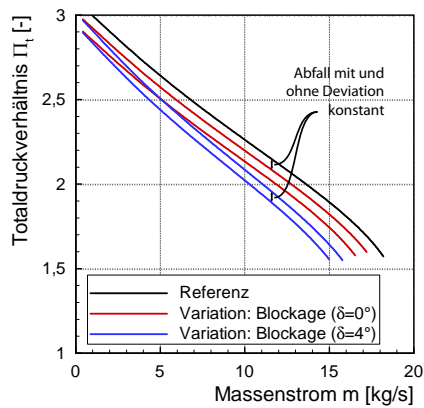


Abbildung A.12: Abfall der Kennlinie hängt im relevanten Bereich hoher Massenströme nicht davon ab, ob Deviation vorhanden ist oder nicht.

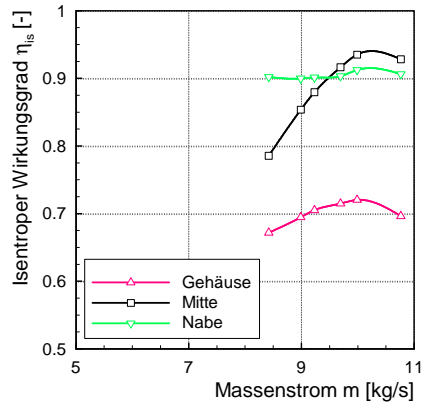
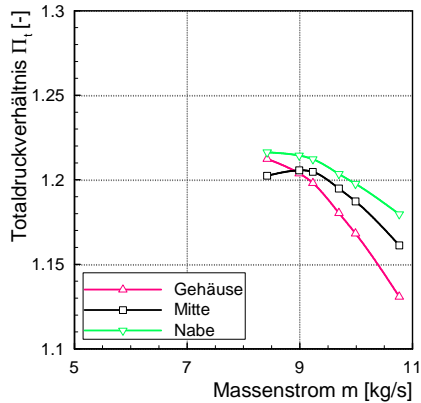


Abbildung A.13: Örtliche Verteilung der Verdichterkennlinien bei 65 % Drehzahl (hinterlegte Kurven: numerische Ergebnisse).

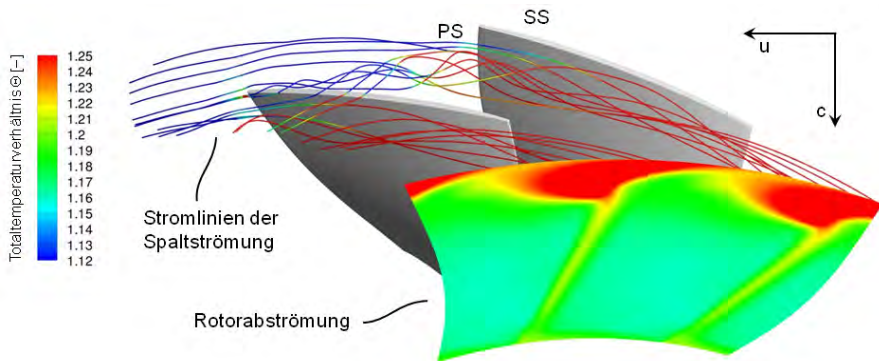


Abbildung A.14: Spaltströmung mündet im Gebiet hohen Totaltemperaturverhältnisses.

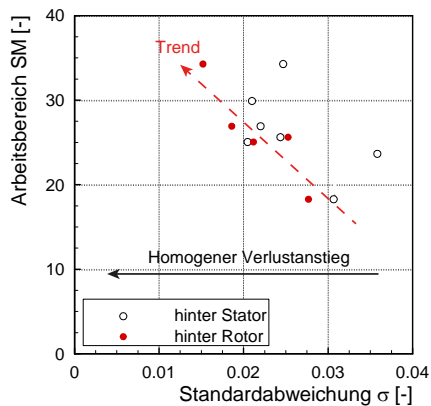


Abbildung A.15: Konfigurationen mit homogenerem Verlustanstieg besitzen tendenziell einen größeren Arbeitsbereich.



A.7 Lebenslauf

13.06.1986	geboren in Wuppertal
08/92 – 06/96	Schüler an der GGS Dönberg, Wuppertal
08/96 – 06/05	Schüler am Wilhelm-Dörpfeld-Gymnasium, Wuppertal
10/05 – 02/10	Studium an der TU Dortmund, Maschinenbau: Fluidenergiemaschinen, Antriebstechnik, PM-Management
04/09 – 02/10	Praktikum und Diplomarbeit bei <i>Rolls-Royce Deutschland</i> Compressor Aerodynamics
03/10 – 03/13	Stipendiat im DFG-Graduiertenkolleg 1344 TU Darmstadt Fachgebiet Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe
05/11 – 11/11	Industrieaustausch <i>Rolls-Royce plc</i> (Derby, UK) Aerothermal Compressor SCU
08/12	Forschungsaustausch <i>FlowPac</i> Notre Dame University (USA)
Seit 04/13	ThyssenKrupp AG Corporate Center Technology, Innovation and Quality